Szent István Egyetem

KÖRNYEZETBARÁT TELEPÜLÉSI SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZER PARAMÉTEREINEK VIZSGÁLATA

Doktori (Ph.D.) értekezés

Fábry Gergely

Gödöllő
2009.

A doktori iskola

megnevezése: **Műszaki Tudományi Doktori Iskola**

tudományága: **Agrár Műszaki Tudomány**

vezetője: **Dr. Farkas István**
Egyetemi tanár, az MTA doktora
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar
Gödöllő

Témavezető: **Dr. Barótfi István**
Egyetemi tanár
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar
Gödöllő

…….. …….
Az iskolavezető jóváhagyása A témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

ELŐSZÓ **7**

1. JELÖLÉSEK ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE **9**

2. BEVEZETÉS **11**

A TÉMA AKTUALITÁSA, JELENTŐSÉGE 11

3. IRODALMI ÁTTEKINTÉS **13**

3.2 VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETÉS 13
3.2.1 A vákuumos szennyvízelvezetés technikatörténete 13
3.2.2 A vákuumos szennyvízelvezetés mai technológiája 17
3.2.2.1 A rendszer működése 17
3.2.2.2 A gyűjtőakna és a vákuumszelep 22
3.2.2.3 A hálózat 24
3.2.2.4 A vákuumgépház 27
3.2.3 Előnyök a gravitációs csatornázással szemben 31
3.2.3.1 A környezet kímélése kivitelezéskor 31
3.2.3.2 Kedvező környezeti hatások az üzemelés során 32
3.2.3.3 A szennyvíztisztító telep működésére gyakorolt környezeti hatások 33
3.2.3.4 Összefoglalás 33
3.2.4 A mai modern vákuumos szennyvízelvezető rendszerek közös jellemzői 34
3.2.5 A modern, pneumatikus működésű vákuumszelepek és közös jellemzőik 34
3.2.6 A rendszer hidromechanikája 36
3.2.7 A vákuumos szennyvízgyűjtés energiaigénye 38
3.2.8 A vákuumos szennyvízgyűjtés elterjedése hazánkban 40
3.3 ÖSSZEFOGLALÁS 42
3.3.1 A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikája 42
3.3.2 A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkítása 43
3.3.3 A vákuumos szennyvízelvezetés fajlagos energiafelhasználása 43
3.4 KITŰZÖTT CÉLOK 44

4. VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZER PARAMÉTEREINEK VIZSGÁLATA **47**

4.1 A VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZEREK STATIKUS VÁKUUMVESZTESÉGE 47
4.1.1 Statikus vákuumveszteség vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben a cső hossza mentén 47
4.1.1.1 Liftekben kialakuló statikus vákuumveszteség 48
4.1.1.2 Lifthez nem csatlakozó elleneséses csőszakaszban kialakuló statikus vákuumveszteség 50
4.1.1.3 Elleneséses csőszakasz és lift kombinációjában kialakuló statikus vákuumveszteség 50
4.1.1.4 Két lift közé közvetlenül beépített ellenesés hatása 51
4.1.1.5 Vákuumvezeték mentén kialakuló teljes statikus vákuumveszteség 51
4.1.2 Következtetések 53
4.1.3 Hidrosztatikai mérés a vákuumos folyadékszállító tanpályán 53
4.1.4 Számítási példa egy vákuumcsövön keletkező teljes statikus vákuumveszteségre 57
4.1.5 Összefoglalás 58

4.2 VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZEREK CSŐVEZETÉK HÁLÓZATÁNAK EVAKUÁLÁSA EGY FÁZIS (LEVEGŐ) JELENLÉTE ESETÉN 59
4.2.1 Vákuumrendszer leszívásának koncentrált paraméterű modellezése 59
4.2.1.1 Vákuumrendszer evakuálása izotermikus állapotváltozás esetén 59
4.2.1.2 Vákuumrendszer evakuálási folyamata általános esetben 61
4.2.1.3 Vákuumrendszer evakuálási időszükségletének numerikus számítása általános esetben 63
4.2.1.4 A mérési eredmények összevetése a termodinamikai modellen alapuló számítások eredményeivel 63
4.2.1.5 Összefoglalás 70
4.2.2 Vákuumrendszer leszívásának osztott paraméterű modellezése 71
4.2.2.1 Összenyomható közeg csőben való instacionárius áramlását leíró differenciálegyenletek 71
4.2.2.2 Az egyenletrendszer megoldása a karakterisztikák módszerével 72
4.2.2.3 Csővezeték hálózatokban kialakuló instacionárius gázáramlások számítása az interpolációs rácsmódszerrel 76
4.2.2.4 Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek vákuumozásának számítási peremfeltételei 80
4.2.2.5 Számítógépes program légritkítás számítására 84
4.2.2.6 Összefoglalás 84
4.3 A VÁKUUMOS SZENNYVÍZGYŰJTÉS FAJLAGOS ENERGIASZÜKSÉGLETÉNEK ÉS HIDROSZTATIKÁJÁNAK KÍSÉRLETES VIZSGÁLATA A VÁKUUMOS FOLYADÉKSZÁLLÍTÓ FÉLÜZEMI TANPÁLYÁN 85
4.3.1 A vákuumos szennyvízgyűjtés energiaigénye 85
4.3.2 A félüzemi vákuumos folyadékszállító tanpálya 87
4.3.2.1 A vákuumos folyadékszállító tanpálya leírása 87
4.3.2.2 A vákuumos folyadékszállító tanpálya elemei 88
4.3.2.3 A vákuumos folyadékgyűjtő tanpálya gyakorlati üzemeltetési tartománya 100
4.3.2.4 A tanpálya magassági nyomvonalvezetésének elemzése 101
4.3.3 Méréssorozat a vákuumos folyadékgyűjtő tanpályán 101
4.3.3.1 A méréssorozat leírása 101
4.3.3.2 A vákuumos folyadékszállító tanpályán végzett méréssorozat jegyzőkönyve (mellékletben) 102
4.3.3.3 A mérések alapján készített diagramok 102
4.3.3.4 Az energiaigény és a statikus vákuumveszteség diagramok kiértékelése 106
4.3.4 Következtetések és összefoglalás 108

5. AZ EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA 111

AZ EREDMÉNYEK TÉZISSZERŰ MEGFOGALMAZÁSA 112

6. JAVASLATOK 115

7. ÖSSZEFOGLALÁS 117

8. SUMMARY 119

MELLÉKLET 121

M1 IRODALOM 121
M2 A CSATORNÁZÁS TÖRTÉNETE ÉS JELENTŐSÉGE 125
M3 A NYOMÁS VÁLTOZÁSA EGY VÁKUUMVEZETÉK KÉT VÉGÉNÉL A LESZÍVÁSI FOLYAMAT SORÁN AZ IDŐ FÜGGVÉNYÉBEN 129
M4 A TEMESVÁRI MŰSZAKI EGYETEM ELISMERŐ DIPLOMÁJA A VÁKUUMOS FOLYADÉKSZÁLLÍTÓ TANPÁLYA MEGVALÓSÍTÁSÁÉRT 133
M5 A VÁKUUMOS FOLYADÉKSZÁLLÍTÓ TANPÁLYA TERVRAJZA 134
M6 A DRESSER FORGÓDUGATTYÚS GÁZÓRA HITELESÍTÉSI JEGYZŐKÖNYVE 135
M7 AZ ISEKI VÁKUUMSZELEP METSZETI RAJZA 136

M8 A VÁKUUMOS FOLYADÉKSZÁLLÍTÓ TANPÁLYÁN VÉGZETT MÉRÉSSOROZAT JEGYZŐKÖNYVE 137
M9 A MÉRÉSSOROZAT ALAPJÁN SZÁMÍTOTT ÉS MÉRT PONTOKRA ILLESZTETT EGYENESEK JELLEMZŐI 141
M10 AZ OMÁNBAN ÉPÜLŐ VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZER EGY CSATORNA ÁGÁNAK HOSSZ-SZELVÉNYE 150
M11 AZ ISEKI VACUUM SYSTEMS LTD. NYILATKOZATA AZ OMÁNBAN ÉPÜLŐ VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZER TERVEZÉSÉRŐL 151

SAJÁT KÖZLEMÉNYEK **153**

FOLYÓIRAT CIKKEK 153
KONFERENCIA KIADVÁNYOK 154
ELEKTRONIKUS PUBLIKÁCIÓK ÉS ADATBANKOK 155
EGYÉB TUDOMÁNYOS AKTIVITÁS 155

ELŐSZÓ

Hazánk jelentős része síkvidéki jellegű, ahol esetenként a talajvíz magas szintje miatt klasszikus gravitációs csatornát csak nehézségek árán lehet építeni és üzemeltetni. A kis árokmélységben fektetett vákuumos szennyvízelvezetés kiváló alternatívát jelent ezekre a területekre.
Az első vákuumos rendszer az 1860-as években létesült Hollandiában, Magyarországon az első 2”-os (vákuumszelepeket tartalmazó) rendszer 1986-ban épült Szentendrén. Ezt követte az első 3”-os rendszer 1994-ben Pilisen. Azóta már több mint 50 modern, környezetbarát, síkvidéki települési vákuumos szennyvízgyűjtő hálózat épült hazánkban, összességében mintegy kettőszázezer embert szolgálva.

A vákuumos szennyvízelvezetés magyarországi bevezetésének egyik úttörője munkahelyem, az Axis Mérnöki és Gazdasági Tanácsadó Kft. A műszaki terület megismerése során felkeltette érdeklődésemet, hogy egyrészt egy rendkívül fontos, komplex műszaki területről van szó, amelyben a környezetvédelem, a hidrodinamika, a vízgépészet, a mélyépítés, a villamosságtan, az informatika és a vákuumtechnológiák összefüggően alkotnak egy bonyolult, sokparaméteres, de ugyanakkor gazdaságilag is megfelelni köteles rendszert, másrészt feltűnt, hogy a szakterület egyes méretezési és üzemeltetési kérdései főleg a kiváló gyakorlati műszaki érzékkel megáldott innovatív elődök egymásra épülő gyakorlati tapasztalataira támaszkodnak és esetenként az elméleti megalapozottság kívánni valót hagy maga után.

Valószínűleg a terület komplexitása az oka annak, hogy a témában előforduló tudományos közlemények száma rendkívül csekély és ennek megfelelően ezt a modern technológiát az egyetemi tankönyvek is épphogy csak megemlítik. A szakterület hazai és nemzetközi gyakorlata több mint egy évtizeddel megelőzi az egyetemeken oktatott szintet.
Jelen dolgozatban a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikáját, evakuálási (légritkítási) időszükségletét és energiafelhasználását vizsgáltam részben elméleti alapokon, részben pedig egy e célból megépített félüzemi kísérleti tanpálya segítségével.

Ezúton fejezem ki köszönetemet Dr. Barótfi István tanszékvezető egyetemi tanár úrnak irányító munkájáért és hasznos tanácsaiért. Köszönettel vettem Dr. Ion Mirel professzor úrnak, a Temesvári Műszaki Egyetem Hidrotechnika Tanszék vezetőjének a segítségét, továbbá számos, a vákuumos szennyvízelvezetéssel kapcsolatban álló cég különböző eszközökkel való hozzájárulását az épített félüzemi vákuumos folyadékgyűjtő tanpálya megvalósításához. Köszönettel tartozom Knolmár Marcellnek értékes informatikai segítségéért. Édesapám, Dr. Fábry György mindvégig figyelemmel kísérte munkámat és tanácsaival támogatott.

1. JELÖLÉSEK ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE

Jel	Megnevezés	Mértékegység
LE	Lakosegyenérték	
EPA	Environmental Protection Agency	
KPE	Kemény polietilén	
TR	Termodinamikai rendszer	
PLC	Programmable Logic Controller	
A	felület	m^2
$\underline{A}$	mátrix	
a	hangsebesség	m/s
$\underline{b}$	zavarótag oszlopvektor	
c	kontraeséses illetőleg vízszintes csőszakasszal összekötött liftek által kialakított nagy lift emelőmagassága	m
c_p	állandó nyomáson értelmezett fajhő	J/(kg·K)
c_v	állandó térfogaton értelmezett fajhő	J/(kg·K)
D	mátrix determinánsa	
d	átmérő	m
e	párhuzamos csőszakaszok távolsága egy liften	m
f	vízre vonatkoztatott fajlagos energiafogyasztás	kWh/m^3
g	nehézségi gyorsulás	9,81 m/s^2
H	entalpia	J
h	fajlagos entalpia	J/kg
k	hőátbocsátási tényező	$W/(m^2 \cdot K)$
K	kontraesés emelése	m
m	tömeg	kg
m’	magában álló vagy lifthez csatlakozó kontraesések száma, amelyeken keletkezik statikus vákuumveszteség	
l	hosszúság	m
L	lifthez nem csatlakozó kontraesések száma, amelyeken keletkezik statikus vákuumveszteség	
n	zárt liftek száma	
p	nyomás	Pa vagy bar absz.
q_v	vákuumszivattyú által szállított térfogatáram	m^3/h
q_m	vákuumszivattyú által szállított tömegáram	kg/h
R	specifikus gázállandó levegőre 287	J/(kg·K),
R^2	korrelációs együttható négyzete	
r	levegő / víz arány	m^3/m^3
Q	hőmennyiség	J
Q'_{max}	szennyvíz csúcshozam	m^3/h
T	hőmérséklet	K
t	idő	s vagy h
U	belső energia	J
u	fajlagos belső energia	J/kg

V	térfogat	m^3
v	sebesség	m/s
v’	cső esése két lift között	m
W	munka	J
x	cső középvonalán mérhető helykoordináta	
x’	statikus vákuumveszteséget okozó szennyvízmagasság liftben	m
z	kontraeséses ill. vízszintes csőszakasszal összekötött liftek által kialakított nagy liftek száma	
α	hőátadási tényező	$W/(m^2 \cdot K)$
α’	csőszakasz vízszintessel bezárt hajlásszöge	
δ	falvastagság	m
κ	izentropikus kitevő (levegőre)	1.41
λ’	hővezetési tényező	$W/(m \cdot K)$
λ	csősúrlódási tényező	
ρ	sűrűség	kg/m^3

indexek

P, Q, R, M	interpolációs pontokra vonatkozik
i	csőszakaszra vonatkozik
j	helyre vonatkozik
k	időpontra vonatkozik

2. BEVEZETÉS

Egy település közművesítését tekintve általában utoljára (közhelyes megállapítás, hogy a földalatti közmű „nem szúr szemet”) és legnagyobb költséggel a **csatornázás** valósul meg és az **rendkívüli jelentőséggel bír** az alábbi szempontokból (BOCZ, FEJÉR 1998a):

-közegészségügyi szempontból: a szenny- és csapadékvizeknek a lakóterületről való higiénikus, környezetbarát elvezetése és ezzel a járványveszély csökkentése,
-vízkészlet-gazdálkodási szempontból: a szenny- és csapadékvizek összegyűjtésével és tisztításával lehetővé válik a vizek további hasznosítása ipari és mezőgazdasági célokra,
-városképi szempontból: a szenny- és csapadékvizek zárt csőhálózatban való elvezetése lehetővé teszi a települések városias kialakítását,
-a lakosság kényelme szempontjából: biztosítja a települések szenny- és csapadékvizének zavartalan és gazdaságos elvezetését,
-termelési szempontból: a házi szennyvizek öntözésre, trágyázásra való felhasználásával, az ipari szennyvizektől az értékes anyagok kivonásával jelentős értékek hasznosíthatók,
-települési szempontból: a műszaki infrastruktúra fontos része,
-az ivóvízkészlet védelme szempontjából: megelőzi a jövő nemzedékek ivóvízkészletének elfertőzését, és fontos tényező a
-szennyvíziszap és biogáz hasznosításának lehetősége.

A csatornázás technikatörténetét és jelentőségét – tekintve, hogy az szervesen nem kapcsolódik kutatásaimhoz – részletesen a mellékletben taglalom. A csatornázás műszaki megoldása a 19. század végéig kizárólag a gravitációs elven alapult. Napjainkban három alapjaiban különböző technológiai megoldás létezik a települési szennyvíz nagy léptékű, csővezetékes gyűjtésére. Ezek a több ezer év óta ismert klasszikus gravitációs szennyvízelvezetés és a modern korban kifejlesztett „kényszeráramú” nyomott illetőleg vákuumos szennyvízelvezetés (BARÓTFI 1990).
Kutatásaim során a vákuumos szennyvízelvezetést és az azzal kapcsolatos egyes lényeges műszaki paramétereket vizsgálom.

A téma aktualitása, jelentősége

A mai modern vákuumos szennyvízelvezető rendszerek elődei a 19. század végén jelentek meg, és a vákuumos szennyvízelvezetést az 1870-es években, Hollandiában szabadalmaztatták és alkalmazták először (EPA 1991a). A technológia napjainkban ismét reneszánszát éli, elsősorban a jobb minőségű korszerű csőanyagoknak, a megbízható konstrukciójú vákuumszivattyúknak és vákuumszelepeknek, a digitalizált irányítástechnikának, valamint a továbbfejlesztett új rendszereknek köszönhetően, nem csak a települési, hanem az egyes járműveken (hajók, repülőgépek, vonatok és űrrepülőgép) történő szennyvízgyűjtésben.
Figyelembe véve, hogy hazánk jelenlegi csatornázottsága 60% körüli, a következő évtizedben sok település csatornázása várható az Európai Unió szennyvizes direktívájának megfelelően (URBAN 2002). Mivel a vákuumos szennyvízelvezetés főleg síkvidéki területeken korszerű, környezetbarát alternatívát kínál a hagyományos szennyvízelvezetéshez képest, várható ilyen rendszerek nagymértékű elterjedése. Tekintve, hogy a technológia elmélete csak kismértékben kutatott, és a gyakorlati ismeretanyaga kevéssé publikált, eddigi műszaki és gazdasági ismeretanyaga világszerte

néhány vákuumszelep fejlesztőműhely (Airvac, Iseki, Roediger, Quavac) alig dokumentált tapasztalataiból illetőleg standardizálási törekvéseiből áll, az ilyen rendszerekkel foglalkozó szakirodalom és műszaki tervezést leíró szakmai anyag igen szegényes és szűkszavú (inkább csak tájékoztató kereskedelmi prospektus jellegű). Tudományos igényű átfogó elemzés számos, a vákuumos szennyvízelvezetéssel kapcsolatos kérdés tekintetében még nem született.

Dolgozatom következő fejezetében a vákuumos szennyvízelvezetés szakirodalmát tekintem át.

3. IRODALMI ÁTTEKINTÉS

3.2 Vákuumos szennyvízelvezetés

3.2.1 A vákuumos szennyvízelvezetés technikatörténete

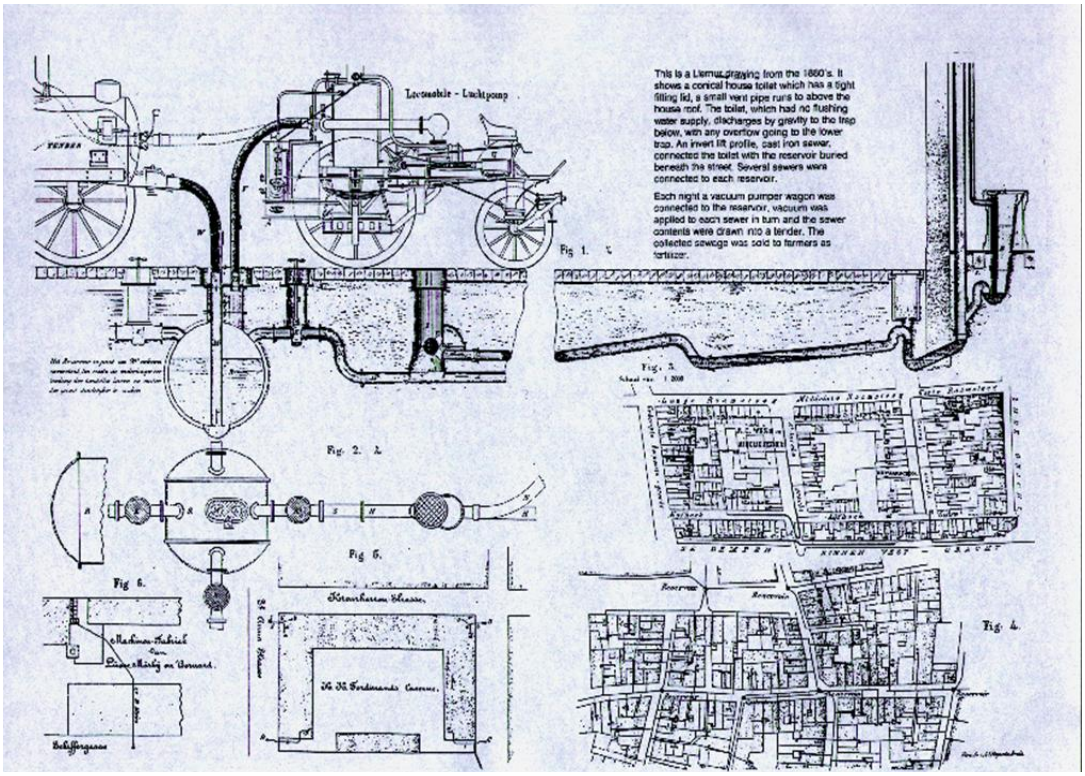
Tekintve, hogy a dolgozat témája a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek egyes paramétereinek vizsgálata, a vákuumos szennyvízelvezetés technikatörténetét részletesen ismertetem.

Folyadékot csővezetékben gravitációs úton már nagyon régóta vezetnek. Az egyik legrégebbi ismert gravitációs szennyvízcsatorna, mint ahogy már a bevezetőben is említettem, a római Cloaca Maxima mintegy 2500 esztendővel ezelőtt épült, s a 19 század végéig ez a technika volt az egyetlen lehetőség a szennyvízcsatornázásra.
A gravitációs csatorna lejtős terepen természetes megoldást kínál a szennyvíz elvezetésére, hiszen a relatíve nem túl nagy mélységben fektetett csővel mindössze a lejtést kell követni. Vízszintes terepen már nem ilyen egyszerű a helyzet. Az MSZ EN 752-es szabvány előírása szerint a DN 200 mm átmérőjű gravitációs csővezeték minimálisan előírt esése 0.5%, a DN 250 mm csőé pedig 0.4%, ha a vízhozamokkal az öblítési sebességet nem tudják számításokkal igazolhatóan elérni (MSZ EN 752 2000).
A falvakban és kisvárosokban épülő gravitációs csővezeték átmérője általában DN 200 mm, ritkán DN 250 mm. A vízszintes terepen 0.5% eséssel épülő csővezeték két méter mélységben indul és 1 km lefektetése után már 7 m mélyre kerül jó eséllyel a talajvíz alá, ahol az építési nehézségek mellett (dúcolás, talajvízszint süllyesztés, nagy volumenű földmunka, utótömörödési veszély, nagyfokú útbontás stb.) még komoly üzemeltetési problémákkal is szembe kell nézni (talajvíz infiltráció, rendszeres nagynyomású mosás, gyakori átemelés, javítási nehézségek).

Ha ezt az építési mélységet csökkenteni akarják, nagyszámú átemelőt kell beépíteni. Ez amellett, hogy a szaghatást nehéz kiküszöbölni, számos szerelési nehézséget is okoz, nem beszélve az üzemköltségekről. A fenti nehézségek jó része kiküszöbölhető a szennyvíz vákuumos rendszerben történő gyűjtése révén.

A vákuumos szennyvízelvezetés technikatörténetét egy korábbi írásomban összefoglaltam (FÁBRY 2006). A 19. század második felében jött a felismerés, hogy zárt csővezetékben létesített nagy sebességű légáram anyagot képes magával ragadni és szállítani. Így kialakult a pneumatikus szállítás műszaki területe elsősorban hajókon szállított gabonaféleségek kirakodására. A célszerűség azt diktálta, hogy ha egy helyről több helyre kellett szállítani légárammal az anyagot, akkor nyomott rendszert (pl. vízellátás), ha több helyről egy helyre kellett szállítani, akkor szívott, vákuumos szállítórendszert építettek ki, mert így egyetlen gép segítségével tudták megoldani a feladatot. Ez utóbbi a vákuumos szennyvízelvezetés alapja. A pneumatikus szállítás szakterületén Pápai László munkássága kiemelkedő (PÁPAI 1982).
Az első vákuumos szennyvízelvezető rendszert a holland Charles T. Liernur tervezte az 1860-as években, a vákuumos szennyvízelvezetés ötletét pedig Adrian LeMarquand szabadalmaztatta 1888-ban az USA-ban. A vákuumos szennyvízelvezetés szabadalmi leírásának ábráját technikatörténeti érdekességként mutatom be (ISEKI 2004a).

Valószínűleg nem véletlen, hogy pont Hollandiában került sor a gondolat első gyakorlati megvalósítására. Hollandia köztudottan síkvidéki adottságú, ráadásul a talajvíz szintje az ország területének nagy részén rendkívül magas. Liernur rendszere csak a toalettekben összegyűlt (fekete) szennyvíz eltávolítására szolgált. Az egyes ingatlanok toalettjeit vagy szennyvíztároló tartályait egy adott körzet utcán elhelyezett gyűjtőtartályával öntöttvas csövekkel kötötték össze. Az öntöttvas csövek a tartály felé lejtettek és bizonyos távolságokban a csövekbe rövid emelkedő szakaszokat építettek be.



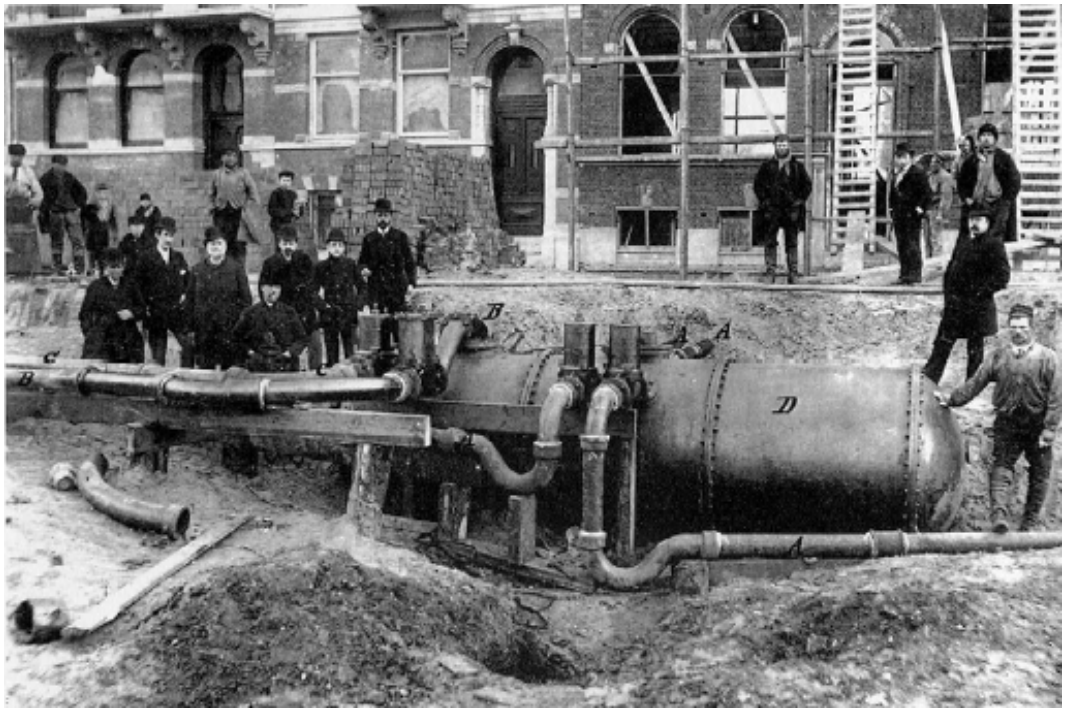
1. ábra: A vákuumos szennyvízelvezetés korai szabadalmi leírásának ábrája

A központi gyűjtőtartályban éjszakánként egy gőzgéppel működtetett szippantó kocsi vákuumot állított elő és egyben kiürítette a gyűjtőtartályt is. Később nagyobb rendszerek épültek állandó vákuumforrással ellátott központi gyűjtőtartállyal (vákuumgépház) (ANIOT 1982). Liernur rendszerek épültek Franciaországban (Trouville), Hollandiában (Amszterdam), Oroszországban és Angliában (Stansted).

A 19. században volt még néhány úttörője a vákuumos szennyvízelvezetésnek, egyikük volt például Berlier (BOCZ, FEJÉR 1998b). A Párizs néhány kerületében akkoriban üzemelő Berlier rendszer felépítése hasonlított a Liernur rendszerhez, de azt nem csak időnként tették szívóhatás alá, hanem folyamatosan próbáltak biztosítani benne valamilyen vákuumszintet (BEN-JOSEPH 2004).

Az 1920-as években Franciaországban Henri Gandillon épített vákuumos szennyvízelvezető rendszereket szennyvíz és csapadékvíz közös gyűjtésére.

Érdekességként említjük, hogy ezek némelyike még ma is üzemel. Gandillon 3-4 ház szennyvizét gravitációs úton gyűjtőkamrákba gyűjtötte, a gyűjtőkamrákat kötötte össze a központi gyűjtőtartállyal a vákuum csővezeték, amelynek a gyűjtőkamrában lévő befolyónyílása egy úszógolyós zárószerelvénnyel rendelkezett. A kamrában gyűlt szennyvíz az úszógolyót megemelte és a vákuum így beemelte a szennyvizet a gyűjtőkamrából a hálózatba, amikor az ágvezetékre szerelt vákuumszelepet kézi úton kinyitották. Az ágvezeték ekkor számos aknát kiszívott. Az így épített viszonylag kis rendszerekben tehát tulajdonképpen ágankénti, szakaszos manuális bezsilipelést hajtottak végre. A rendszer komoly hiányossága volt, hogy a szelep az akna mélypontján volt, ezért sajnos komoly esélye volt annak, hogy a szeleptányér és a szelepülék közé szilárd hulladék kerüljön, oda hosszúkás bot vagy csontszerű tárgyak beszoruljanak. Ilyen esetben az adott csőágban lévő vákuum egyszerűen ”kiszökött”, azaz levegőt szívott be a hálózat.



2. ábra: Egy korai Liernur vákuumos szennyvízelvezető rendszer építése az 1860-as években

A következő fejlesztések a rendszer folyamatos működtetésére irányultak, viszonylag kevés sikerrel. A folyamatos vákuumellátás miatt a szelepdugattyú és a szelepülék között meglehetősen nagy záró erő alakult ki, amelyet csak viszonylag komoly méretű úszónak nagyobb volumenű folyadékban kialakuló felhajtóerejével lehetett legyőzni. Az így működő rendszerbe gyakorlatilag nem került levegő, a szelepen keresztül beszívott folyadék megtöltötte a vákuumos gyűjtőcsövet, és csak lassan érkezett be a gépházba. Az így kialakult áramlási képet ”teljes vízdugósodásnak” nevezték el (waterlogging), és azóta már tudnivaló, hogy ezt a jelenséget minden vákuumrendszerben kerülni kell. (A teljes vízdugósodásról „a rendszer hidromechanikája” című fejezetben írok bővebben.) A fenti főbb hiányosságok miatt a Gandillon féle megoldás nem terjedt el.

A következő fejlesztést az Evac cég hajtotta végre a múlt század közepe táján azzal, hogy egy szelepaknába felülről benyúló függőleges csövön keresztül szívta ki a szennyvizet az aknából, amely cső vízszintesen továbbvezetve csatlakozott a gyűjtővezetékhez. A vízszintes szakaszba volt beépítve egy úszó által forgástengely körül mozgatott csappantyú, (a szelep). A vákuum a szelepcsappantyút alaphelyzetben zárva tartotta, s a szelepet a vákuum ellenében egy kulisszás mechanizmus közbeiktatásával a nagyméretű úszóbója nyitotta ki. A folyadék kiszívását követően a csappantyú bizonyos késéssel zárt csak annak érdekében, hogy levegő is kerüljön a rendszerbe és ezáltal az áramlás jellege a pneumatikus szállításhoz váljon hasonlóvá.

A fejlesztés tartalmaz néhány ma is használatos alapelvet, például az aknából való függőlegesen felfelé szívás, a késleltetett szelepzárás és a vízszintes szelepelrendezés, melyek révén lehetővé vált a korábbi hiányosságok egy részének kiküszöbölése, és a ma használt kétfázisú csőpostaszerű áramlás részleges megvalósítása.
Mindezen fejlesztések ellenére maradtak ennek a rendszernek is hiányosságai. Például, ha a rendszer elvesztette a vákuumot, akkor a mély fekvésű aknákon keresztül semmi nem akadályozta meg az eláradást. Újraindítás után pedig a teljes vízdugósodás veszélye fennállt, mivel az aknákban a megemelkedett vízszint miatt a szelep nyitva volt, s már kis vákuumnál is egyszerre kezdtek beemelni az egységek, miközben levegő nem vagy alig jutott be a rendszerbe. Mindemellett a beépített késleltetés sem használt, mivel a sok nyitott akna miatti üzem újraindulás lassúbb volt, mint a beállítható leghosszabb normál üzemi késleltetés. A csappantyúba könnyen tudott szilárd tárgy, rongy és egyéb tárgyak beakadni. A szilárd szennyezés a külső mozgató mechanizmust is gátolhatta, ezért szűrőkosarat próbáltak használni, annak hátrányaival együtt.
Az Evac cég évekig próbálkozott a rendszerrel, s amikor megjelentek a modern pneumatikus szelepek azonnal rendszerbe állította azokat, s napjainkban csak ilyen szelepeket használ.

Az 1950-es években a svéd Joel Liljendahl fejlesztette tovább a vákuumos szennyvízelvezetést bevezetve a nyomógombos öblítésű vákuum WC-t, amelyben a vákuum mindig rendelkezésre áll. Az első Liljendahl rendszereket Stockholm közelében és a Bahamákon helyezték üzembe.
Az eredeti Liljendahl rendszer még külön vezette el a “fekete” (fekália) és a “szürke” (egyéb háztartási) szennyvizet. A kétvezetékes rendszer üzemi tapasztalatai alapján nyilvánvalóvá vált, hogy a szürke szennyvizet könnyebben lehet nagyobb területről gyűjteni, mint a feketét, s ezért általában a települési közműszolgáltatások területén az egyvezetékes kevert szennyvíz viszonylag hosszú csőszakaszon történő szállítását fejlesztették tovább. A fejlesztés másik iránya a hajók, repülőgépek, vonatok szennyvizének a szállítóeszközön belüli vákuumos gyűjtésére irányult. Erről a területről annyit kívánok itt megjegyezni, hogy a vízöblítéses WC-k mindössze 1 liter/öblítés vízigénnyel, kisátmérőjű (1-2”) speciálisan ide kifejlesztett vákuumszeleppel dolgoznak, s a modern hajókon, repülőgépeken, intercity vonatokon a vákuumos szennyvízgyűjtés szinte egyeduralkodóvá vált. Liljendahl bevezette az állandó levegő/víz arányt s munkássága az ugyancsak svéd Electrolux cég fejlesztéseinek alapját képezte. Kifejlesztette továbbá a rendszer beemelő egységét: a vákuumszelepet és az azt működtető aktivátort.

Ez már egy igazi modern rendszernek tekinthető, 50 mm átmérőjű vízszintes elrendezésű, aknából függőlegesen felfelé szívó, a rendszer vákuumereje hatására határozott vákuum szinten nyitó szeleppel. A levegő/víz arány 1:2 körüli, ami a csőpostaszerű szállítást lehetővé tette a vízzsákok sorozatán keresztül. Kezdetben mechanikus volt a folyadékszint érzékelése és a szelepnyitásra való jeladás, később áttértek a pneumatikus jeladásra. A hálózatban átmérőtől függően változó méretű, általában kisebb, sűrűbben telepített liftekből alakítják ki a hálózati profilt a korábbi rendszerekhez képest hosszabb megengedett ágakkal.

A települési vákuumos szennyvízelvezető rendszerek területi fejlődésének újabb lendületet adott a holland Quavac, az amerikai Airvac, az angol Iseki és a német Roediger cégek vákuumszelep és rendszerfejlesztései, amelyek révén a manapság használt korszerű ún. hidropneumatikus vezérlésű, automatikus üzemű vákuumszelepek és a nagy kiterjedésű hálózatok elterjedtek.
1990-ben Jantrania már beszámol egy Sanfordban (Florida) épített rendszerről, amely 1500 házibekötést tartalmaz egyetlen vákuumgépházhoz csatlakoztatva, mintegy 400 köbméter/nap szennyvízforgalomra méretezve (JANTRANIA 1990).

1994 előtt már 2000 LE (lakosegyenérték) méretet elért német Schluff rendszer épült. Megjegyezzük, hogy a Schluff rendszer az egyetlen, amelynek vákuumszelepét elektromos aktivátor működteti (SCHLUFF 1990a).

Az Airvac cég a 70 -es években jelent meg a 90 mm átmérőjű pneumatikus működésű, pneumatikusan vezérelt szelepű 6-11 levegő/víz aránnyal dolgozó rendszerével, ritkábban elhelyezett részlegesen nyitott liftjeivel, amelyek segítségével már egészen komoly ághosszúságot el tudott érni, ami jelentősen növelte az egy gépházból ellátható terület nagyságát (OVF Airvac 1997).

Tipikus szelepmegoldást mutat a Brian Foreman által bejelentett, a Magyar Szabadalmi Hivatalnál 857-es lajstromszámon nyilvántartott használati mintaoltalom (MSzH 1987). 1987-ben az Iseki cég munkatársa a 90 mm-es külső átmérőjű vákuumszelepbe beépített egy jeladás csillapítást, amellyel a lökéshullámszerű hamis jeleket ki tudja szűrni, a szelepet számlálóegységgel látta el, bevezette az aknán kívüli szeleplégzést, és a szelepműködést figyelő (monitoring) rendszert. Az utóbbi cégekkel párhuzamos, hasonló jellegű fejlesztéseket hajtott végre még további két európai és japán cég is.

3.2.2 A vákuumos szennyvízelvezetés mai technológiája

3.2.2.1 A rendszer működése

A ma működő egyes vákuumos szennyvízelvezető rendszerek működési elve azonos, mindazonáltal eltérések lehetnek egyes tényezőkben. A vákuumos rendszerek működését az angol Iseki-Redivac típusú vákuumos szennyvízelvezető rendszer ismertetésén keresztül mutatom be.
A vákuumos szennyvízelvezető rendszer fő elemei a vákuumközpont (vákuumgépház), a vákuum alatt álló csőhálózat, a beemelő egység (gyűjtőakna) a vákuumszeleppel és a gravitációs házi bekötőcsatornák.

A teljesen zárt, hegesztett kivitelben készülő KPE (kemény polietilén) csőhálózat a vákuumgépház által előállított vákuum szívóhatása alatt áll. Az egyes szennyvízkibocsátó ingatlanok (általában négy-öt darab) kis átmérőjű, kis árokmélységben (1-1.6 m) fektetett gravitációs házi csatlakozóvezetékkel vannak bekötve a gyűjtőaknába.
A gyűjtőaknába van beépítve a vákuumszelep, amely érzékelve az összegyűlő szennyvíz szintemelkedését automatikusan kinyit és ekkor a kamrában normál körülmények között uralkodó 1 bar légköri nyomás nagy sebességgel a 0.3-0.7 bar abszolút nyomás (ezt a szakmában 70-30% vákuumnak nevezik) alatt álló KPE gerincvezetékbe továbbítja a szennyvizet (FÁBRY 2005).

A gerincvezetékben a fellépő nyomáskülönbség a levegő-víz kétfázisú keveréket akár 20 km/h sebességig gyorsítva továbbítja a vákuumgépházban lévő – általában 8-16 m^3 térfogatú – gyűjtőtartályba. A továbbítás ”csőpostaszerűen”, lényegében a pneumatikus szállításban ismert dugattyúszerű áramkép formájában valósul meg. A vákuumszelepen kb. 2-5 sec alatt halad keresztül a gyűjtőaknában összegyűlt mintegy 30-50 liternyi szennyvízadag (ez a gyűjtőakna és a benne lévő szívócső és sűrítőcső geometriájától függ), majd másik kb. 2-8 sec alatt kerül beszívásra a hozzávetőlegesen 80-400 liter mennyiségű atmoszférikus nyomású levegő. Az előbbi időtartamot nevezik a szakmában „vízidőnek”, az utóbbit pedig „levegőidőnek”. A vákuumszelepen lévő szabályozó csavar állításával lehet a levegőidőt és ez által a rendszer üzemének levegő-víz arányát szabályozni.

A vákuumos szennyvízelvezetésnél alapvetően dugattyús áramlási forma megvalósítására törekszenek, mivel ekkor biztosítható az öntisztulás a csőhálózatban. A liftes profilkialakítás segíti a dugattyús áramlási kép regenerálását.
A vákuumos szennyvízelvezető rendszerben az áramlás kétfázisúnak tekinthető. Kivételes esetektől eltekintve a harmadik fázis (szuszpenziót képező szilárd anyag ill. emulzió) mennyisége a vízhez képest elenyésző, így a víz lényegében egyetlen közel homogén (kvázihomogén) fázisnak fogható fel. A kétfázisú áramlás fázisai egyfelől a levegő, másfelől a víz, melyek ugyanazon irányban áramlanak, tehát az áramlás egyenáramú.
A kétfázisú áramlások beható vizsgálata mintegy négy-öt évtizede foglalkoztatja a víz- ill. gépészmérnököket. Számos tanulmány foglalkozik a vízszintes (vagy közel vízszintes) csőben történő gáz-folyadék áramlással, és még ennél is több a függőleges és ferde csőben történő gáz (ill. gőz) és folyadék áramlással (gondoljunk itt pl. a gőzkazánokban, vagy a lepárló, bepárló, gázmosó és egyéb berendezésekre).
Jelen tanulmányban (túlnyomórészt) vízszintes csövekben történő áramlásokkal foglalkozom. (A vízszintestől való eltérés mértéke minimum két ezrelék.) A szennyvízelvezető vákuumrendszer természetesen több egymással összeköttetésben lévő egyéb műtárggyal és berendezéssel (csővel, gyűjtőaknával, vákuumszivattyúval, szivattyúval, gyűjtőtartállyal, ipari armatúrával stb.) is rendelkezik.
A fázisoknak a csőkeresztmetszetre vonatkoztatott eloszlása, illetve a kialakuló fázishatár nagysága és jellege a két áramló fázis abszolút és relatív áramlási sebességétől egyaránt függ (FARÁDY et al. 1964).
A megoldást célzó vizsgálatok és dolgozatok nagy számát bizonyítja W. Scott 1963-ban kiadott könyve (SCOTT 1963), ahol 78 oldal terjedelemben dolgozza fel az 1957 és 1963 közötti időszakban közzétett publikációkat, idézi Hodossy Lajos egy cikkében (HODOSSY 1968).
A számítások nehézségeire mutat rá P. Grassmann, a zürichi ETH (Műszaki Egyetem) nagyhírű professzora egyik cikkében (GRASSMANN 1965). Itt leszögezi, hogy csupán

vízszintes csőben történő stacionárius egyenáramú áramlásnál (ha csak az impulzus-átadást vizsgáljuk), 11 dimenzióval rendelkező változó szükséges az áramlás leírására. A dimenziómentes változók (vagyis az egységdimenziójú hasonlósági kritériumok) bevezetése esetén is 8 változó szükséges a rendszer leírására. Ha ezek közül 7 a független változók száma és egy-egy változó hatásának értékeléséhez – adott esetben – 5 darab mérési pont szükséges, akkor összesen 5^7 = 78125 mérési adat kell a hatványszorzat kitevőinek meghatározásához.
Abramson stacionárius kétfázisú áramlásnál megfigyelte, hogy a turbulencia jóval a kritikus 2300-as Reynolds szám alatt, akár 25-ös Reynolds-számnál is bekövetkezhet (ABRAMSON 1952). Hasonló megállapításra jutottak még sokan mások is a cső elhelyezésétől, a fázisáramok nagyságától és a fázisok fizikai tulajdonságaitól függően.
Folyadék és gáz együttes áramlása esetén rendkívül változatos áramlási formák alakulhatnak ki, melyek között éles határ nem vonható. Ezen áramlási típusok, és a rendszer jellemző adatai között egyértelmű összefüggést nem lehet megállapítani (FARÁDY et al. 1964), ráadásul az általam vizsgált áramlás – az eddig vizsgált esetektől eltérően – instacionárius.

A vizsgálatok ily nagy száma indokolja a részterületi és főként kísérletes kutatásokat, a közelítéseket, valamint a leszűrt eredményeknek is csak bizonyos megszorítások melletti érvényességét. Jellemző, hogy Grassmann cikke utolsó fejezetének e címet adja: „Warum gelang es bisher noch nicht, das Problem der Zweiphasenströmung zu lösen?" (Miért nem sikerült még megoldani a kétfázisú áramlás problémáját?)

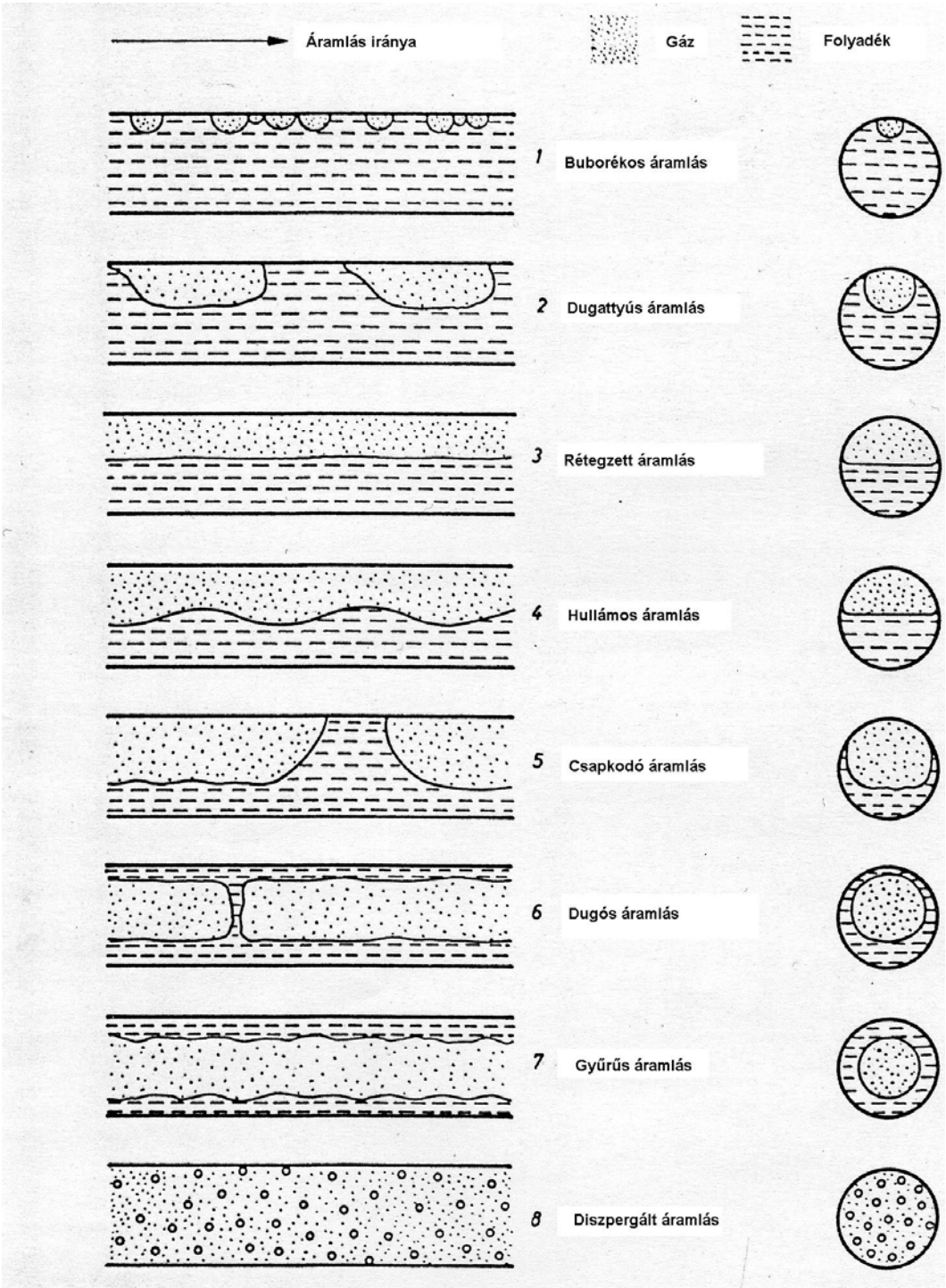
A 3. ábra szemlélteti a különböző kétfázisú áramlási formákat vízszintes csőben (BRAUER 1981a). Mindkét közeg ugyanazon irányban áramlik.
1. buborékos áramlás (bubble flow, Blasenströmung)
2. dugattyús áramlás (plug flow, Kolbenströmung)
3. rétegzett áramlás (stratified flow, Schichtenströmung)
4. hullámos áramlás (wavy flow, Wellenströmung)
5. csapkodó áramlás (slug flow, Schwallströmung)
6. dugós áramlás (plug flow, Propfenströmung)
7. gyűrűs áramlás (annular flow, Filmströmung)
8. diszpergált áramlás (spray flow, Nebelströmung) (ADLINGTON 1965)

Brauer és Martinelli szerint rétegzett áramlás kis sebességek esetén fordul elő. A gázsebességet növelve először hullámok keletkeznek a folyadék felszínén (hullámos áramlás), később szabálytalan torlóhullámok (csapkodó áramlás). Tovább növelve a gázsebességet gyűrűs áramlás alakul ki. Buborékos áramlás megnövelt folyadék-térfogatarány esetén alakulhat ki (HUHN, WOLF 1978). Diszpergált áramlás esetén kicsi a folyadék-térfogatarány. Dugós áramlás esetén a gázdugók csaknem az egész csőkeresztmetszetet kitöltik (ANDREUSSI, MINERVINI, PAGLIANTI 1993).

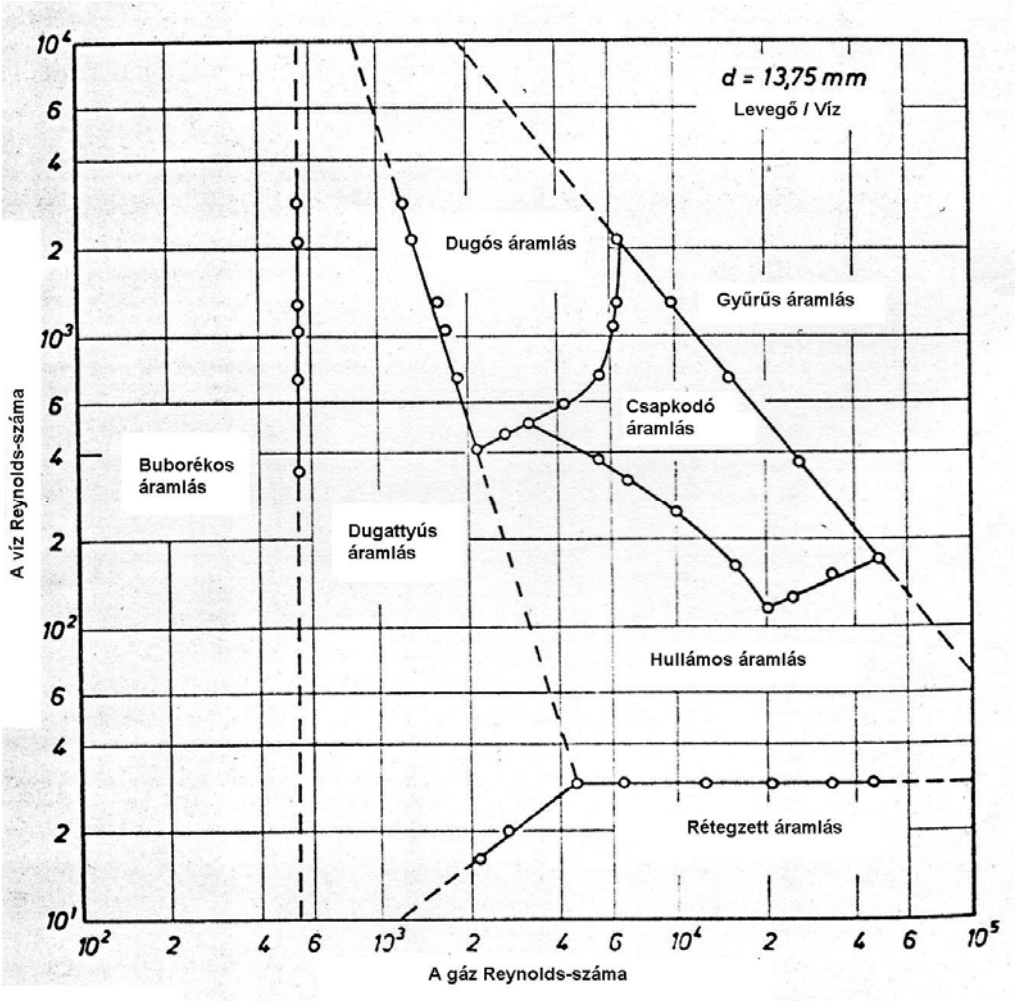
A 4. ábra a fent ismertetett áramlási képek előfordulását mutatja 13.75 mm átmérőjű csőben a víz és levegő Reynolds számának függvényében (BRAUER 1981b).

A fenti irodalmi hivatkozások stacioner kétfázisú áramlásokat mutattak kisátmérőjű csövekben. A vákuumos szennyvízelvezető rendszerben az összes fent említett áramlási kép előfordulhat, a fenti képet azonban még összetettebbé teszi, hogy a csőátmérő

lényegesen nagyobb, és az áramlás a szelepnyitások ciklusainak megfelelően szakaszosan pulzáló, azaz instacionárius.



3. ábra: Áramlási formák kétfázisú áramlás esetén vízszintes csőben

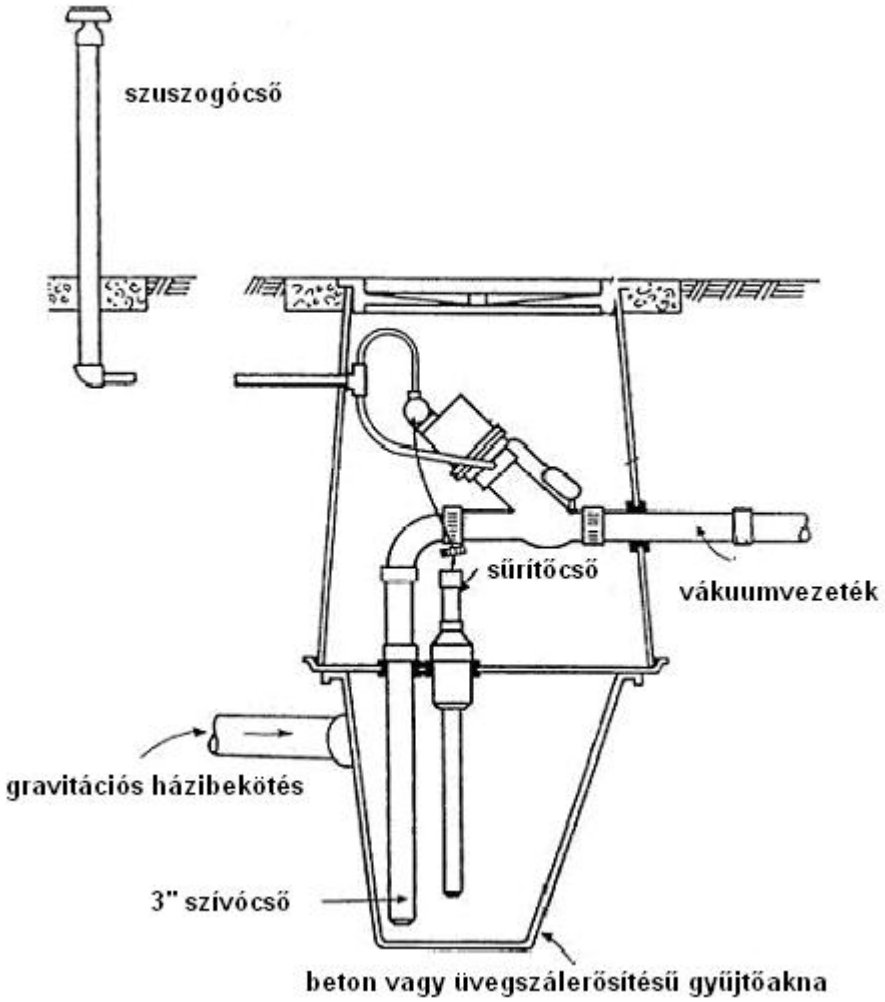


4. ábra: A kétfázisú áramlás áramlási formái vízszintes csőben az egyes fázisok Reynolds számának függvényében

A kétfázisú áramlás még stacionárius esetben is rendkívül nehezen kezelhető matematikailag. A vákuumos szennyvízelvezetésben a beadagolás szakaszossága és annak térben és időben történő elválasztásának sztochasztikus volta, valamint az éppen esedékes áramkép helyileg is állandóan változó jellege miatt az ezekben a rendszerekben lévő kétfázisú áramlás tudományos igényű pontos leírása jelenleg lehetetlen (ATV-DVWK 2004a).

Ez az egyik oka annak, hogy a használható szakirodalom e tekintetben rendkívül szegényes. A másik ok a világszerte érdekelt négy fő szaktechnológiai cég piaci magatartásában keresendő, hiszen nyilvánvaló, hogy nem érdekeltek mérnöki ismereteik publikálásában, amelyek egyébként nem is biztos, hogy minden esetben kellőképpen megalapozottak és helyesek.

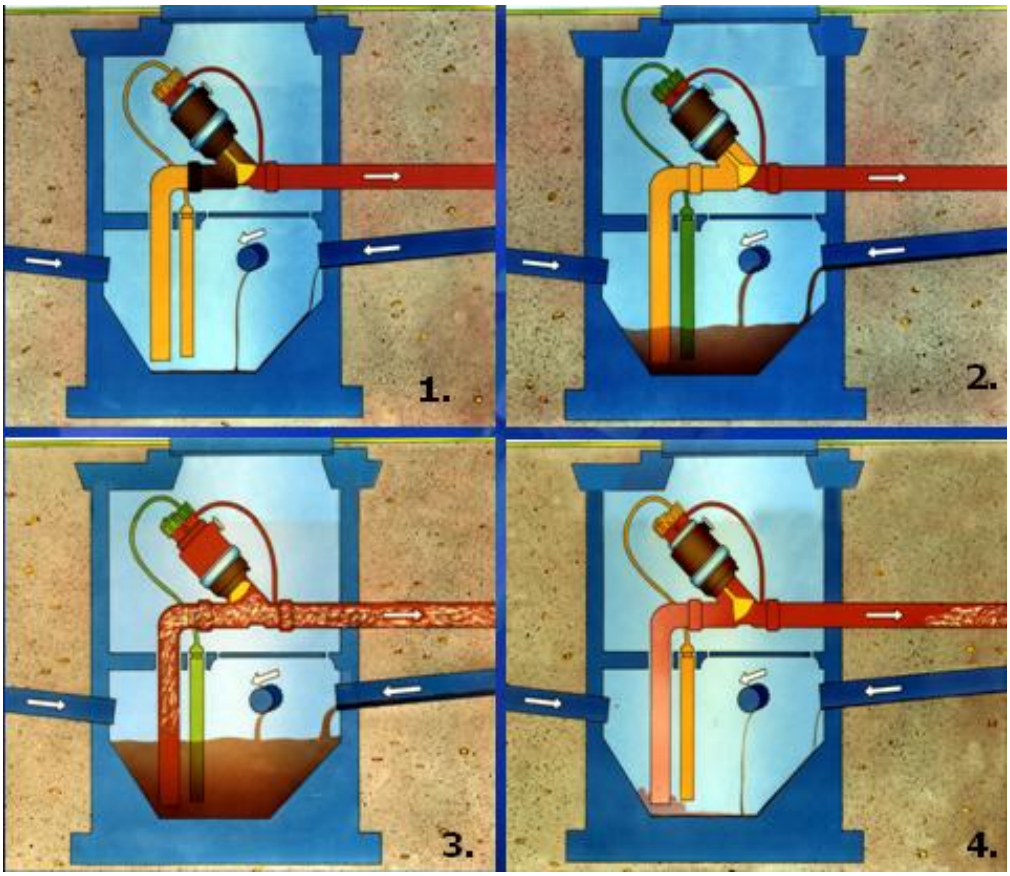
3.2.2.2 A gyűjtőakna és a vákuumszelep



5. ábra: A vákuumos szennyvízevezetésben használatos gyűjtőakna felépítése és fő elemei

A gyűjtőakna (más néven vákuumakna) általában 0.8-1.2 m átmérőjű és kb. 2 m mély, és előre gyártott betonelemekből (vagy üvegszál erősítésű műanyagból) készül közbenső födémmel. Az alsó részében kúposan kialakított zsompba nyúlik le a vákuumszelep DN 90 KPE szívócsöve 50 mm-re az akna fenekétől. A szívócső excentrikus elhelyezése biztosítja a szennyvíz erőteljes keveredését szíváskor.
A zsompba futnak be a gravitációs házi csatlakozóvezetékek a helyszíni adottságoktól függően több oldalról egyaránt. Az akna felső részében van a vákuumszelep 2 db oldható bilinccsel csatlakoztatva. A szeleptől DN 90 KPE (kemény polietilén) vezeték halad a gerincvezetékig ahol Y idommal csatlakozik a vákuum gerincvezetékhez. A gyűjtőakna légköri nyomás alatt áll, a gravitációs csatlakozóvezetékeken lévő tisztítóaknák miatt a vákuum a lakásokig nem hatol el.

A mai modern pneumatikus vezérlésű vákuumszelep rendkívül megbízható működésű. Az MSZ EN 1091 szabvány előírása, hogy független laboratóriumban, korrozív közegben végzett szelepjáratási tesztek során minimum 250.000 nyitási ciklus legyen végrehajtható (MSZ EN 1091 2001a).
A szelep négy kontinensen történt sikeres alkalmazása a szelep megbízhatóságát, a szélsőséges időjárási és szennyvíz viszonyok közötti jó működést támasztja alá. A fentieknek megfelelően a gyártók a vákuumszelepekre általában 5 év teljes körű garanciát nyújtanak



6. ábra: A gyűjtőakna és vákuumszelep működési ciklusának 4 jellemző állapota

A vákuumszelepeket méretük szerint lehet osztályozni. Az angolszász világban meghonosodott mértékegység alapján vannak 2”-os, 2.5”-os, 3”-os szelepek, rendre 51, 63 és 76 mm belső átmérővel. Véleményem szerint a települési rendszereknél előnyösebb a 3”-os szelep használata, mint a kisebbeké. A nemzetközi gyakorlat is a 3”-os rendszerek szélesebb körű elterjedését mutatja. A kísérletes vizsgálódásaim során a 3”-os (DN 90 mm külső átmérőjű) rendszert tanulmányoztam.

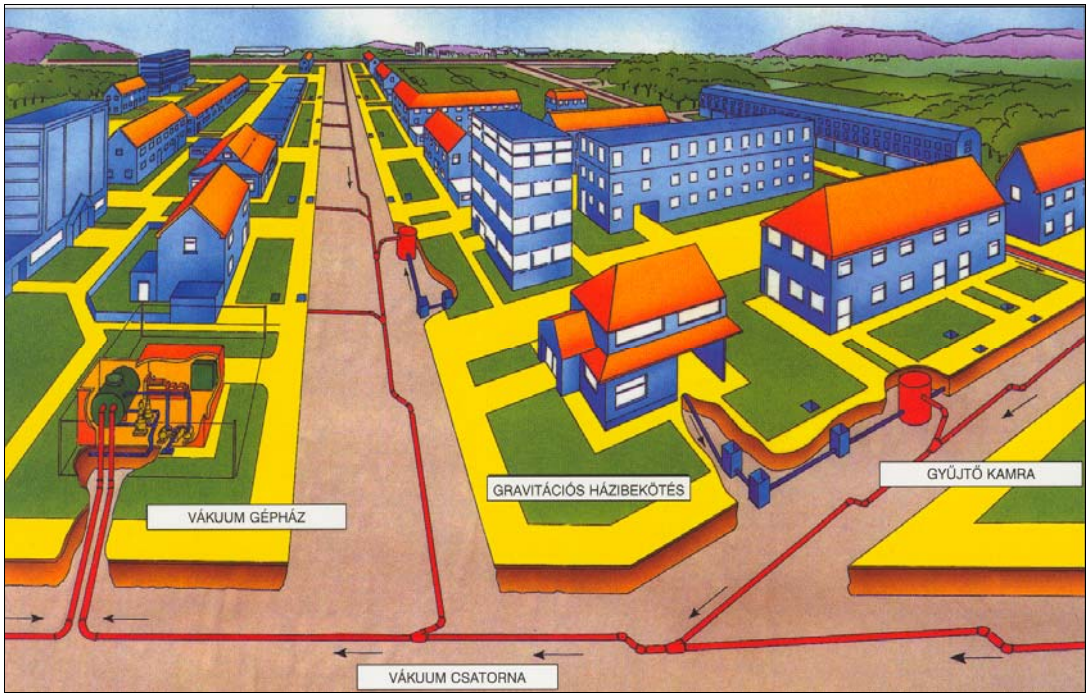
A 6. ábrán látható a gyűjtőakna és a vákuumszelep működése (ISEKI 2004b). Amikor nincs szennyvíz vagy kevés annak mennyisége a gyűjtőaknában (1. és 2. kép), a vákuumszelep zárva van. Amikor egy bizonyos szintet elér az aknában a szennyvíz, akkor a vákuumszelep kinyit (3. kép) és a légköri nyomás hatására betódul az összegyűlt

szennyvíz a 0.3-0.7 bar absz. nyomás alatt álló csővezetékbe. A szennyvíz után levegő is áramlik a rendszerbe. Egy beállítható késleltetés után (levegőidő) a vákuumszelep bezár és a ciklus kezdődik előlről (4. kép).

Érdekességként megemlítem, hogy Lengyelországban próbálkoztak egy szabályozott levegőáramlás nélküli vákuumos szennyvízelvezető rendszerrel, amelynek lényege, hogy a gyűjtőaknákban egy közönséges úszóval vezérelt elzáró lemez a szennyvíz szintjének emelkedésére kinyílik és a csőben lévő vákuum a szennyvizet a csővezetékbe szívja. Tekintve, hogy nem a pneumatikus szállítás az alapelve ennek a rendszernek, hanem teltszelvényes áramlás, azt liftek nélkül építették. Hatótávolsága ennek a rendszernek erősen korlátos, ezért nem is terjedt el széles körben (KAMINSKA 1995).

3.2.2.3 A hálózat

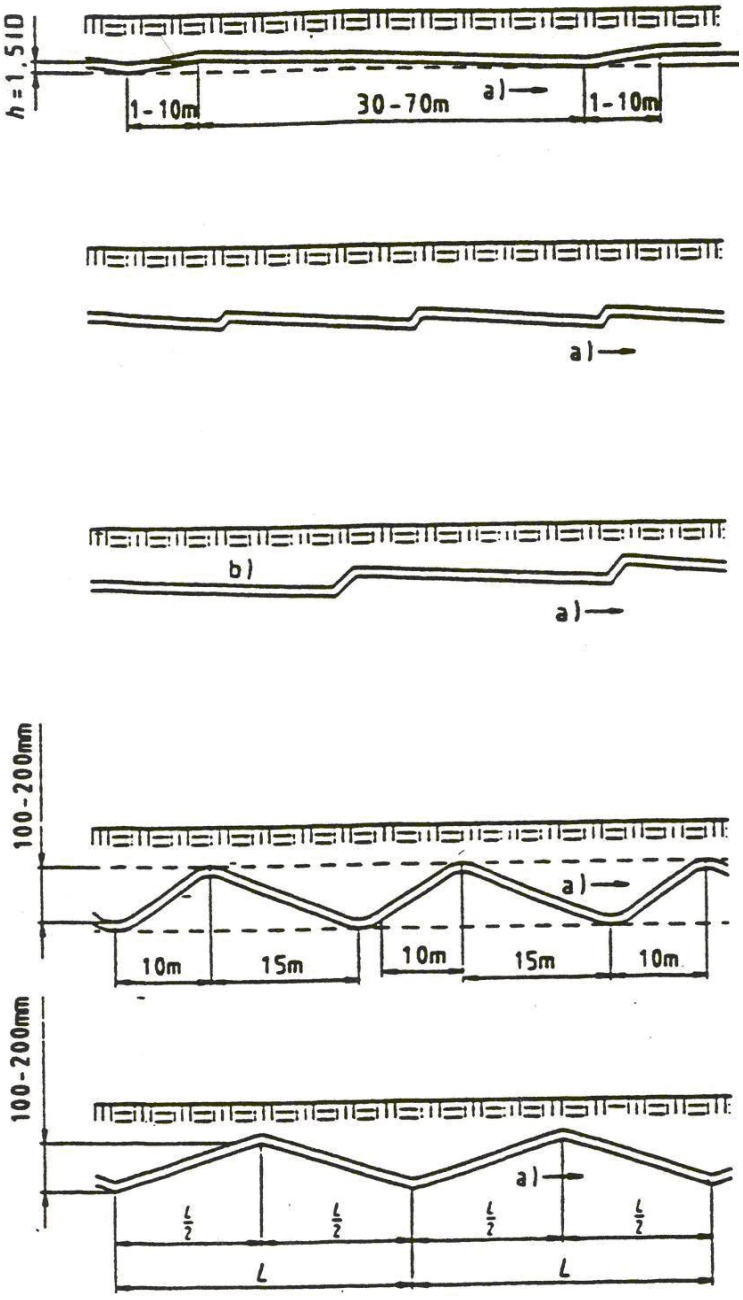
A KPE P-6 (6 bar nyomásállóság) anyagú, elektrofittinggel hegesztett gerincvezeték-hálózat ágas szerkezetű. Az egyes ágvezetékek tolózárral csatlakoznak a főgyűjtő ágakhoz. A takarási mélység a közúti terheléstől, fagyhatártól függően kb. 0.9-l.2 m lehet (ISEKI 2004c).
Lényeges eltérés van a gázvezeték-hálózatok fektetési gyakorlatától abban, hogy a vákuum gerincvezetéknek hosszirányú lejtést kell adni és bizonyos távolságban a cső teljes keresztmetszeti felületét lezáró vízgyűjtő helyeket kell kialakítani. Ezeket nevezik lifteknek, ugyanis itt 45 fokos magassági emelés van a hossz-szelvényben. Az emelés mértéke normál körülmények között 0.3 m.



7. ábra: A vákuumos szennyvízelvezetés hálózati felépítése

A vákuum gerincvezeték rendszer nagy előnye, hogy mind vízszintes, mind magassági vonalvezetésében szinte korlátozás nélkül kikerülhet már meglévő közműveket vagy egyéb

akadályokat anélkül, hogy annak lényegi költségkihatása lenne a vezeték további építésére. Nem szükségesek a gravitációs rendszereken ilyen esetben építendő bukóaknák. Ugyanúgy nincs szükség vákuumrendszerben tisztítóaknák létesítésére sem.
A rendszerben leülepedés nem fordul elő a nagy sebességgel áramló kétfázisú levegő-szennyvíz öntisztító hatása miatt.



a) folyásirány
b) folyásirányú esés minimum 2 ezrelék

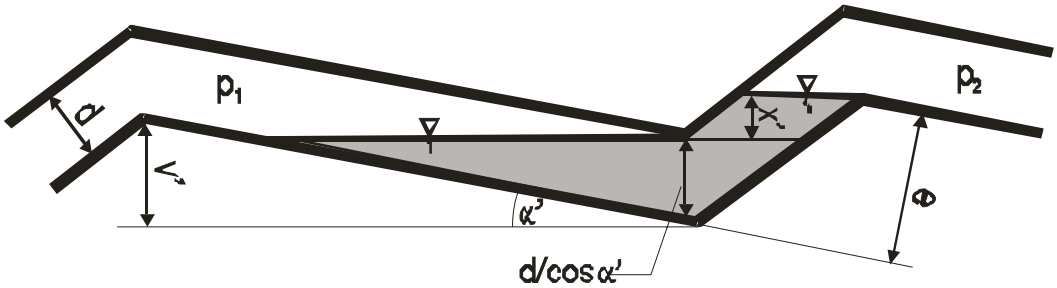
8. ábra: A vákuumos gyűjtővezetékek magassági vonalvezetésének lehetséges esetei

A gerincvezeték liftek közbeiktatásával a fizika korlátain belül hegynek felfelé is haladhat, ha a terepviszonyok ezt szükségessé teszik. A szokásos gerincvezeték átmérők DN 110-200 mm közöttiek. Egy átlagos méretű magyarországi rendszerben (16 km KPE cső, 250 gyűjtőakna, 1200 ingatlan, 3000 lakos) épült vákuum csővezetékek 90 %-a DN 110-125 mm tartományban van.

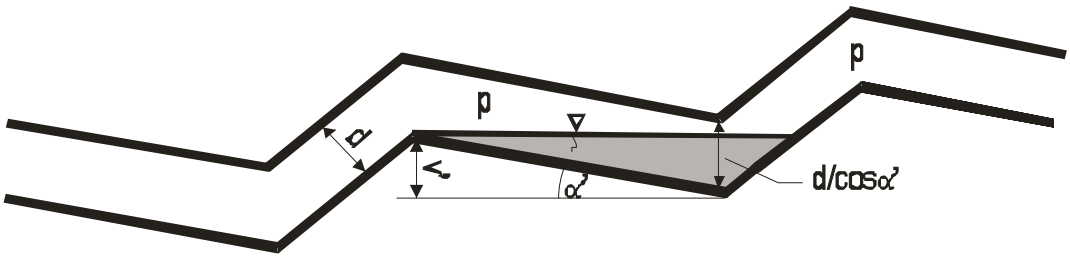
A rendszer nagy előnye az, hogy sík terepen akár három kilométert is meghaladó ághosszakat is lehet méretezni, s ily módon a települések jelentős részét egy központi vákuumgépházzal ki lehet szolgálni.

A 8. ábrán a lehetséges csőfektetések profilját mutatom be (MSZ EN 1091 2001b). Az egyes vákuumos szennyvízelvezetéssel foglalkozó technológiai műhelyek a vákuumvezetékek más-más nyomvonalvezetését javasolják. Mindegyik csőfektetés esetén különböző geometriájú liftek láthatóak. Ahogy említettem, a lifteknek a folyadék teljes csőkeresztmetszetet kitöltő dugóvá alakításában van szerepe, ami a dugattyúszerű áramlás regenerálása miatt illetőleg a csatorna földfelszín közelében való vezetése miatt fontos. Az Iseki-Redivac vákuumos szennyvízelvezető rendszer esetében a fűrészfogszerű profilt alkalmazzák, így vizsgálataim során én is azzal foglalkozom.

A 9. és 10. ábra egy úgynevezett zárt („légrésmentes”) és egy nyitott („légréses”) liftet ábrázol. A zárt lift esetében a csőkeresztmetszetet kitölti teljes mértékben a víz, így nyomáskülönbség keletkezik a vízdugó előtti és mögötti szakasz között. A nyílt lift esetében nincs ilyen nyomáskülönbség. Részletesen a 4.1 fejezet foglalkozik a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikájával.



9. ábra: Zárt lift geometriája és az abban kialakuló szennyvízdugó

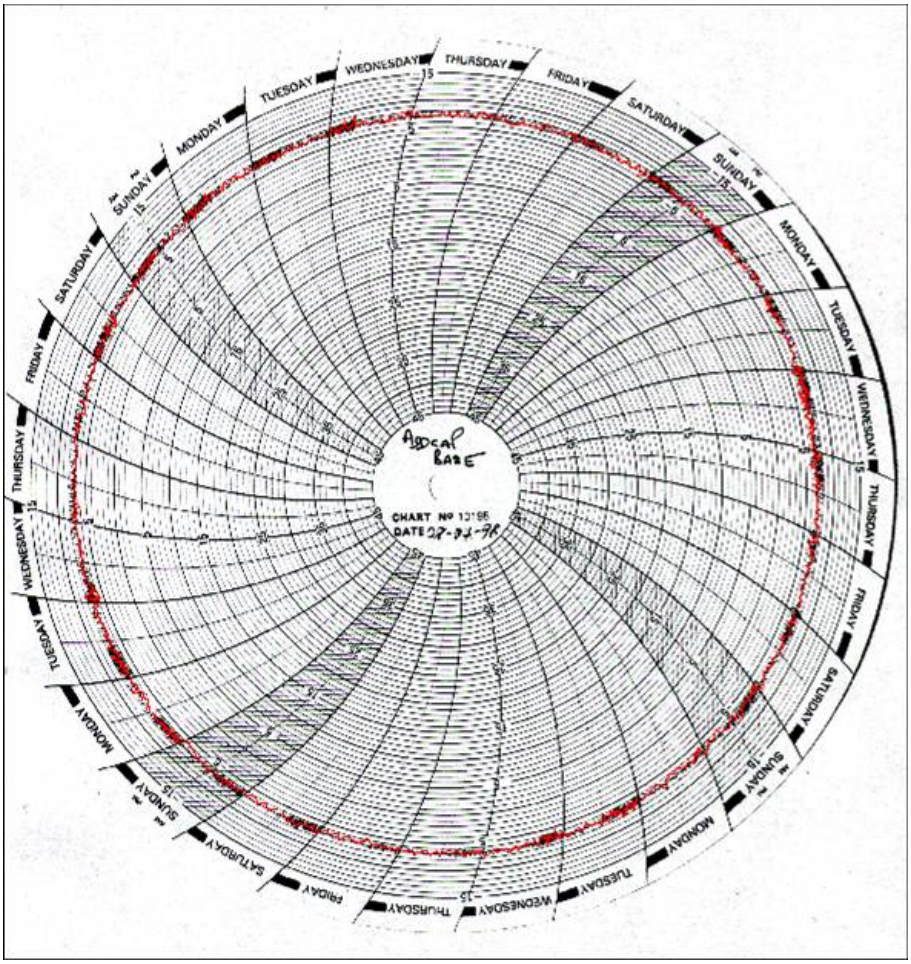


10. ábra: Nyitott lift geometriája és az abban kialakuló szennyvízdugó

3.2.2.4 A vákuumgépház

A vákuumgépház szennyvízátemelő funkciója megegyezik a síkvidéki területeken szokásos szennyvízátemelőkével.
A hálózatról beszívott szennyvíz egy epoxigyantával bevont acél vákuumtartályba kerül. A tartály felső légteréhez csatlakozik a vákuumszivattyú szívócsöve. A vákuumszivattyút egy a vákuumtartályban lévő nyomásérzékelő kapcsolja be, ha a vákuum mértéke nem elegendő. A tartály alsó csonkjára van csatlakoztatva a kitápláló szennyvízszivattyú, amely a tisztítótelepre vagy más befogadóba továbbítja az összegyűjtött szennyvizet. A kitápláló szivattyút a vákuumtartályban lévő szintérzékelők vezérlik.
A vákuumgépház a vákuum- és a kitápláló szivattyúk, a vákuum- és a szintkapcsolók vonatkozásában egyaránt 100 % beépített üzemi tartalékkal rendelkezik, amelyek havária esetén az üzemet automatikusan átveszik.

A rendszer működését az első indítástól számítva a PLC-ben tárolt adatok alapján és párhuzamosan a folyamatosan regisztrált 28 napos vákuumdiagram segítségével (11. ábra) nyomon lehet követni, és bármikor ki lehet értékelni.

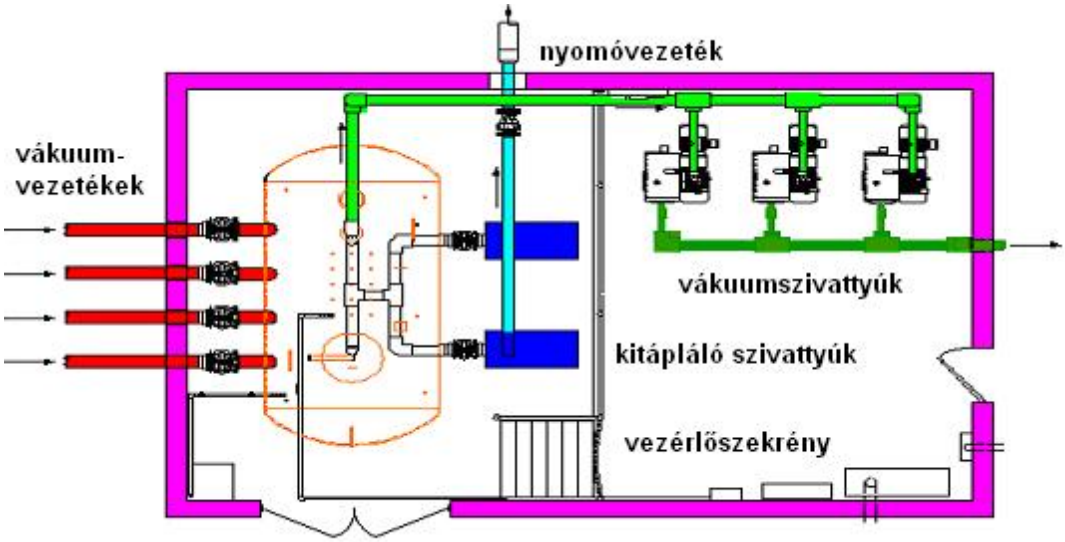


11. ábra: 28 napos vákuumdiagram a vákuumtartály nyomás regisztrálására

A gépház alapterületi mérete 40-60 m^2, az készülhet terepszint alatti, feletti, vagy osztott kivitelben. A hálózat és a gépház is építési ütemek szerint fejleszthető a kapacitásigényeknek megfelelően. A vákuumgépházhoz kétoldali független elektromos betáplálás, esetleg tartalék diesel-áramfejlesztő tervezhető. Rövid ideig tartó áramkimaradás esetén a hálózat megfelelő puffer kapacitással rendelkezik. Tizenkét óránál hosszabb ideig tartó kimaradás esetén aggregátoros üzemmódot kell biztosítani a szabvány előírásai szerint.

12. ábra: Terepszint fölötti vákuumgépház Monoron

13. ábra: Terepszint alatti vákuumgépház könnyűszerkezetes tetővel Tiszajenőn



14. ábra: A vákuumgépház főbb elemei és elrendezésük

15. ábra: A bácspetrőci vákuumgépházban lévő vákuumszivattyúk és kitápláló szennyvízszivattyúk

A vákuumszivattyúk üzeme

A vezérlés kézi és automatikus üzemben történhet. Kézi üzemben a szivattyúk üzemmód kapcsolóit „kézi” állásba kell kapcsolni. Ilyenkor a tartály és a vákuum szintjét folyamatosan ellenőrizni kell. Automatikus üzemmódban a hálózati hibák illetőleg üzemzavarok jelentős részét a vezérlőegység PLC-jébe (Programmable Logic Controller) programozott ún. ”öngyógyító rendszer” automatikusan megoldja.

Magyarország vákuumos szennyvízelvezető rendszereinek vákuumgépházaiban 2 vagy 3 vákuumszivattyú üzemel. A vákuumszivattyúk üzemi / kisegítő alapon működnek. A szolgálatot a PLC logikája választja ki és az üzemi vákuumszivattyú funkciót ciklusonként váltja.

Amikor a vákuumszivattyúk nem működnek, a szívócsonk fölé épített visszacsapó szelep akadályozza meg az atmoszferikus levegő betörését a rendszerbe. A visszacsapó szelep fölé épített tolózárral is ki lehet zárni a vákuumszivattyút karbantartás idejére.
Kezdő indulásnál mindkét (vagy értelemszerűen mindhárom) vákuumszivattyú működik, az elindulásaik között csak egy minimális késleltetés van.
Amikor az ún. Kisegítő Stop vákuum szintet elérik, a kisegítő szivattyú(k) kikapcsol(nak). Az üzemi vákuumszivattyú mindaddig tovább működik, amíg az ún. Üzemi Stop vákuum szintet el nem érik.
Mivel a rendszerben lévő vákuumszelepeken keresztül atmoszférikus levegő kerül a rendszerbe minden szelepnyitásnál, a gyűjtőtartályban lévő vákuum szintje csökken.
Amikor a gyűjtőtartályban lévő vákuum szintje leesik arra a nyomásra, amelyre az Üzemi Start vákuumkapcsoló be lett állítva, az üzemi vákuumszivattyú elindul, és mindaddig jár, amíg helyre nem állította a vákuumtartályban uralkodó vákuumot az Üzemi Stop vákuum szint fölé.
Azt a vákuum tartományt, amely szélső nyomásértékeknél az üzemi vákuumszivattyú elindul és leáll, üzemi vákuumtartománynak nevezik.
Amennyiben az üzemi vákuumszivattyú nem képes elegendő vákuumot generálni és a vákuum leesik arra a szintre, amelyre a Kisegítő Start I. vákuumkapcsoló lett beállítva, az I. számú kisegítő vákuumszivattyú működésbe lép. Ha a vákuum szintje tovább csökken, a Kisegítő Start II. vákuumkapcsoló indítja el a II. számú kisegítő vákuumszivattyút.

Amikor mindhárom vákuumszivattyú működésbe hívása megtörtént, az ún. 2. számú helyreállító rendszert a PLC elindítja.

2-es számú helyreállító rendszer
A rendszer működésbe lép, amikor mindkettő (vagy mindhárom) vákuumszivattyú elindulási jelet kap.

1. Ha mindkettő (vagy mindhárom) vákuumszivattyú megy és az Üzemi Stop vákuum szintet 15 percen belül nem sikerül elérni, akkor a vákuumszivattyúk 20 percig le lesznek tiltva a további működéstől.

2. A 20 perc tiltási periódus után mindkettő (vagy mindhárom) vákuumszivattyú elindul (minimális késleltetéssel a szivattyúk indítása között). Ha az üzemi vákuumtartományt nem sikerül elérni 15 percen belül, akkor mindhárom vákuum szivattyú le lesz tiltva további 20 percre.

3. Maximálisan 3 ciklus fut le (3-szor 15 perc működési idővel). Ha a harmadik működési ciklus végén az üzemi vákuumtartományt nem sikerült elérni, akkor a szivattyúk kizárásra kerülnek a működésből a kézi újraindításig.

Az első 15 perces működés végén a timer (időmérő) működésbe kerül a PLC-n. Ha 7 órán belül 3 ciklus nem következik be, akkor a timer automatikusan lenullázza önmagát.

3-as számú helyreállító rendszer
Ha egy vákuumszivattyú 45 percig működik anélkül, hogy a vákuumtartályban létrehozná a kikapcsolási vákuum szintet, akkor kikapcsol és a 2. számú helyreállító rendszer lép életbe.

3.2.3 Előnyök a gravitációs csatornázással szemben

A vákuumos rendszer alkalmazása elsősorban ott jelent előnyt, ahol a sík terepviszonyok következtében a gravitációs csatorna csak rendkívül kis eséssel, mélyen, a talajvíz szintje alatt több szennyvízátemelővel építhető meg. Már említettem, hogy az MSZ EN 752-es számú szabvány egyértelműen előírja, hogy a gravitációs csatorna lejtése DN 200 cső esetén minimum 5 ‰ kell, hogy legyen, ha a 0,7 m/s öntisztítási sebesség nem biztosítható. Vidéki kistelepüléseken elválasztott csatorna esetében ez az áramlási sebesség a hálózatnak csak kevés szakaszán érhető el. Ebből következik, hogy síkvidéki viszonyok között legalább 5 ‰ eséssel kell a kisvárosok, falvak DN200-as csöveit építeni, ami 1 km csőhossz esetén 5 m mélyülést jelent a kiindulási mélységhez képest.

Az MSZ EN 1091:2001-es szabvány azt írja (MSZ EN 1091 2001c), hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszereket különösen akkor kell tekintetbe venni, ha a következő körülmények között egy vagy több fennáll:

-nem elegendő a természetes esés, azaz ha sík vagy mélyen fekvő településeket kell csatornázni,
-elszigetelt fekvésű településrészeken, csekély beépítési sűrűség esetén,
-rossz talajviszonyok esetén, pl. magas talajvízszint, süllyedésveszély, sziklás altalaj,
-akadályok esetén, mint pl. keresztezendő vízfolyások, közművezetékek,
-vízvédelmi területeken,
-csak időszakosan keletkező szennyvizek esetén, pl. üdülőterületeken,
-ha az építési munkák káros hatásait alacsony szinten szükséges tartani.

3.2.3.1 A környezet kímélése kivitelezéskor

A vákuumos rendszer kis árokmélységbe fektetett hegesztett KPE vezetékből épül szemben a gravitációs csatorna rendszerint nagy árokmélységben fektetett, tokos kötésekkel illesztett, többnyire PVC vagy beton csővezetékével.
A vákuumos rendszer építése esetén a megmozgatott föld tömege mindössze mintegy 20-40%-a a gravitációs rendszer építése esetén kitermeltnek. Ez az egyszerű tény önmagában már jelentős környezet- és társadalomkímélést jelent, hiszen az ezzel járó zaj- és porterhelés, a munkagépidő, a lakosság zavarásának mértéke, a földelhordás és visszahordás teherautó forgalma, a forgalomterelés környezetet és idegrendszert terhelő hatásai, illetőleg azok időtartama lényegében arányban vannak a kitermelt föld mennyiségével. A vizsgálatot az árokásással megbolygatott talaj egészére kiterjesztve könnyen belátható, hogy a gravitációs csatorna építésekor a nagyobb volumenű földmunkával a természetes talajállapot és talajszerkezet egésze kerül mélyebben és nagyobb mértékben zavarásra, sőt esetenként a hosszantartó vákuum kutas talajvízszint-süllyesztéssel tágabb környezetben okozhatnak normál körülmények között fel nem lépő természetidegen hatásokat. A mély munkaárok betemetésekor nagyobb gondossággal kell eljárni a tömörítés során a későbbi utólagos talajtömörödés kedvezőtlen hatásai (burkolatsüllyedés, beszakadás) elkerülése érdekében. Mindezen negatív hatások vagy teljesen, vagy nagymértékben kiküszöbölhetőek a vákuumos csatorna építéséhez szükséges kisebb árokmélységek miatt.
Az összehasonlításban meg kell említenem a szennyvízátemelő műtárgyak szerepét is. Sok helyen csak nagyszámú átemelővel lehet gravitációs csatornát építeni. Ezek mélysége esetenként elérheti akár az 5 m-t is. A vákuumos csatorna rendszerekben általában elegendő egy átemelő funkcióval ellátott 3 m mély vákuumgépház építése, amelynek

földmunkaigénye rendszerint sokkal kisebb volumenű, mint a nagyszámú szennyvízátemelőé.
A gravitációs csatornahálózatot mélysége, tokos csőkötési jellege és kötött lejtési viszonyai miatti viszonylagos nyomvonal-vezetési rugalmatlansága következtében általában az úttengelyben lehet megépíteni nagyfokú burkolatbontással és helyreállítással.
A vákuumos rendszer hidraulikai viszonyaiból következő vertikális és horizontális nyomvonal-vezetési rugalmassága a hegesztett polietilén csőhálózat kedvező fektethetőségi viszonyaival és a kis árokméretekkel párosulva azt eredményezi, hogy a csővezeték az úttengelyből kikerülhet, annak természetes helye a padka, zöldsáv, vagy a járda lehet. Ezáltal a vákuumos rendszer építése során csak minimális mértékű a szükséges burkolatbontás és helyreállítás, és így későbbi szétfagyások sem növelik a kátyúk számát.

3.2.3.2 Kedvező környezeti hatások az üzemelés során

A vákuumos szennyvízelvezető rendszerben az ún. exfiltráció és az infiltráció (kiszivárgás és beszűrődés) kizárható, ezáltal nem kell azzal a problémával számolni, ami a gravitációs hálózatok egyik legnagyobb betegsége.
A jobb megértés érdekében ezt a kérdést jobban kifejtem. A tokos csőkötésekkel épített gravitációs hálózat egymásba illesztett tokjain keresztül még új csatorna esetén is megengedett kismértékű szivárgás. Ennek megengedett mértékéről a különböző nemzeti szabványok rendelkeznek. Ha a szennyvíz szivárog kifelé, akkor exfiltrációról, ha a talajvíz befelé, akkor infiltrációról beszélünk. A csatorna öregedésével a szivárgás mértéke is növekszik kezdetben kisebb, később nagyobb mértékben. Ennek számos oka van, amelyek közül talán a leginkább szerepet játszó az ágyazati talajviszonyok változása: a talaj tömörödése és elmosódása, melynek következtében a cső felfekvése, beágyazódása megváltozik; a tokos kötés befeszül, elmozdul, a szivárgó résjárat megnő, és a folyamat felgyorsul és egy idő után süllyedés formájában az útfelszínen is jelentkezhet a hatása, néha egészen drámai formában. Kijelenthető, hogy előbb vagy utóbb gyakorlatilag minden gravitációs csatorna elkezd szivárogni és az állapota ezután egyre inkább romlani fog, magával vonva a környezet egyre nagyobb károsítását is.
Az a tény, hogy a vákuumos csatornánál nincs szennyvízkiszivárgás, nemcsak a talajt kíméli meg a szennyeződéstől, hanem a csatorna és épített környezete élettartamára is pozitív hatással van. A talajvíz beszivárgás kiküszöbölésének a közvetlen környezeti hatásokon kívül még pozitív kihatása van a szennyvíz-tisztítótelep üzemére is.
A vákuumos szennyvízelvezető rendszerben a szennyvíz sokkal gyorsabban áramlik (esetenként akár 6 m/s sebességgel), mint a gravitációs hálózatban. Ennek számos pozitív hatása van: a szennyvíz gyorsan érkezik a tisztítótelepre; a vákuumos hálózat öntisztuló, abban leülepedés, dugulás, pangó szennyvíz, berothadás nem fordul elő, ezért a vákuumos csatornát nem kell rendszeresen mosatni és ezért is lényegesen kisebb szaghatással kell csak számolni, mint gravitációs rendszerek esetében.
A vákuumos csatornahálózat teljesen zárt, abba a szennyvíz csak egy időnként nyitó és akkor is befelé „szellőztetett” vákuumszelepen keresztül jut be. A gyűjtőaknák ily módon nincsenek a levegő által szabadon átjárható úton összekötve más hálózati elemekkel, tehát itt nem fordulhat elő az a szaghatás, amit a gravitációs csatornák esetén eső, meleg vagy légnyomásváltozás miatt kénytelenek vagyunk időnként elszenvedni. Míg a gravitációs rendszer minden tisztítónyílása és különösen átemelője egy-egy potenciális szagforrás, a vákuumos rendszerben gyakorlatilag csak a gépház levegőkivezetését kell ellátni egy biofilterrel.

Az előző bekezdésben említett zárt jelleg adja a vákuumos csatorna azon előnyét is, hogy itt rágcsálók elterjedése kizárható (FÁBRY, FÁBRY 2003).

Vákuumos rendszerek további működési tapasztalatait részletezi Ashlin, Bentley és Consterdine „Vacuum Sewerage – The Four Crosses Experience" című cikke (ASHLIN, BENTLEY, CONSTERDINE 1991).

3.2.3.3 A szennyvíztisztító telep működésére gyakorolt környezeti hatások

A tisztítótelep méretezése során nem mindegy, hogy az érkező szennyvíznek milyen a minősége, kora, állapota, és mennyi talajvízzel vagy csapadékvízzel keveredett a csőhálózatban.
A vákuumos csatornarendszerből a szennyvíz gyorsan, frissen, az intenzív áramlás során jól elődarabolódva érkezik a szennyvíz-tisztítótelepre. Berothadni nincs ideje, így szaghatása kisebb és könnyebben tisztítható.
Ami a szennyvíz mennyiségét illeti, az (általában) kevesebb, mint az azonos méretű gravitációs hálózatból érkezőé. Ugyanis a hálózati talajvíz infiltráció, az illegális rákötés és a csapadékvíz rávezetése szinte tökéletesen kiszűrhető és kiküszöbölhető. Ez a tény a tisztítótelep kapacitására, környezetének terhelésére, áram- és oxigénfogyasztására egyaránt kedvezően hat.

3.2.3.4 Összefoglalás

A vákuumos szennyvízelvezetés előnyei a gravitációs szennyvízelvezetéssel szemben felsorolásszerűen összefoglalva az alábbiak:

-Környezetvédelmi szempontból hosszú távon garantált vízzáró megoldás, a hegesztett KPE hálózat az ex- és infiltrációt kiküszöböli.
-Általában kedvező a beruházási költség a keskenyebb és kisebb mélységű vezetéképítés és a kisebb csőátmérők miatt, az építés gyakorlatilag nem igényel költséges dúcolatokat és munkaárok-víztelenítést. (egy jellemző példa: Abony város egyik részében 2002-ben a Hídépítő Zrt. 33 km vákuumos szennyvízelvezető rendszert, másik részében a meglévő hálózathoz csatlakozó gravitációs rendszert épített. A gravitációs hálózat fajlagos építési költsége 26 %-kal volt magasabb a vákuumosénál.)
-A hálózat nyomvonalvezetése rugalmasan, általában a zöldsáv igénybevételével tervezhető, így többnyire elkerülhető a költséges aszfaltburkolat bontás és helyreállítás.
-Az építkezés a minimálisra szorított földmunka miatt rendkívül gyorsan, gyakorlatilag a helyi forgalom és a település életének zavarása nélkül hajtható végre.
-Kedvező az üzemeltetési költség, különösen, ha figyelembe vesszük a kis lejtésű gravitációs csatornák rendszeres mosatási és rágcsálómentesítési költségeit, a kiküszöbölt ex- és infiltrációt, valamint a tokos kötésű gravitációs hálózaton idővel jelentkező javítási költségeket is.
-A rendszerre nem lehet illegálisan sem csapadékvizet, sem szennyvizet rávezetni.
-A tisztítótelepre a szennyvíz gyorsan, kedvezően elődarabolt és előoxidált állapotban érkezik be növelve ezzel a tisztítás hatékonyságát.
-A szennyvízrendszereknél jelentkező szaghatás nagymértékben kiküszöbölt.
-Vizes, mocsaras területre is telepíthető.
-A jobb minőségű KPE csővel a vízszintes és magassági akadályok problémamentesen kikerülhetők, a cső rugalmas tulajdonsága, alakváltozási készsége folytán kevésbé sérülékeny, a talajmozgásoknak jobban ellenáll.

3.2.4 A mai modern vákuumos szennyvízelvezető rendszerek közös jellemzői

-a szennyvíz beemelő egységben a szennyvíz szintjéről vezérelt, a szint emelkedését érzékelő ún. sűrítőcsőben csapdába esett komprimálódó levegő megnövekedett nyomása által képzett nyitójel hatására nyíló, a jelenlévő vákuum, mint működtető energiaforrás által nyitott és rugóerőre záródó ún. vákuumszelepek vannak,

-a szelepek nyílásátmérője 50 mm és 76 mm közötti tartományba esik,

-a hálózatba beszívott szennyvizet alapvetően pneumatikus szállítási jelleggel, a vákuumvezetékben a gépház irányába haladó levegő szállítja (utalok itt a kétfázisú áramlások formáira),

-a rendszerek automatikus működésűek,

-az egyetlen energiaforrás a gépházban rendelkezésre álló villamos energia, amely a vákuumszivattyúkat és a gépházban lévő gyűjtőtartályból kitápláló szivattyúkat működteti,

-a rendszerek kevert (fekete és szürke) szennyvizet továbbítanak,

-a dugattyúszerű áramlást (a már Liernur által leírt) rövid emelkedő szakaszokban (liftekben) összegyűjtött, a teljes csőkeresztmetszetet kitöltő szennyvízadagok segítségével tartják fenn.

A fenti azonosságok, közös jellemzők mellett alapvető különbséget jelent a vákuumszelep és ebből következően a csővezeték hálózat átmérője.
Az ún. 2” szelepek (50 mm szelepnyílás) a Roediger és a Quavac rendszerben találhatóak. Főként német területeken alkalmazzák, ahol jellemzően egy házat kötnek egy kis gyűjtőaknára. A 2”-os rendszer működését és egyes elemeinek a méretezését ismerteti a „Vákuum alatti szennyvízelvezető rendszerek tervezése” című műszaki irányelv (ÉSzK 1988).
Ahogy már szó esett róla, kizárólag 3” szelepet (76 mm szelepnyílás, 90 mm külső átmérő) használnak az Iseki-Redivac rendszerben. Itt 4-6 családi házat lehet egy gyűjtőaknára kötni. Az Airvac cég kifejlesztett 2” és 3” szelepet is. Jellemzően a 3” szelepet építik be a kommunális hálózatba, a 2” szelepet a gépházban illetőleg más 2” szelepek helyettesítésénél használják.

3.2.5 A modern, pneumatikus működésű vákuumszelepek és közös jellemzőik

A korszerű, folyadékszintről pneumatikus jeltovábbítással vezérelt, csillapító és késleltető membránrendszerrel ellátott, határozott, minimum 25%-os vákuumszintnél a vákuum erejének hatására pneumatikus működéssel nyitó (mechanikus mozgó alkatrészt nem tartalmazó) vákuumszeleppel ellátott beemelő egységek kiváló rendszerbiztonsággal automatikusan működnek.
A 20. század hetvenes évei óta épült rendszerekben már csak pneumatikusan vezérelt, pneumatikusan működtetett vákuumhatároló szelepet alkalmaznak, s ez a tény a vákuumos szennyvízgyűjtés hatósugarának növelését, hidrosztatikai és hidrodinamikai adottságai kedvezőbb kihasználásának esélyét is magában hordozza. A korszerű pneumatikus szelepekkel ugyanis biztosítani lehet a két elkülönült fázison (légdugó ill. folyadékdugó) alapuló hidropneumatikus anyagtovábbítás stabilitását mind állandósult állapotú működés,

mind pedig leállást, üzemszünetet követő újraindulás esetén. Ezáltal az egyes rendszertípusok saját specifikus működési (beemelési adag, szelepnyitási minimális vákuumszint, gyűjtőtartály, üzemi és kisegítő vákuumszivattyú méretezés, üzemi vákuumszintek meghatározása, újraindítási filozófia), beállításaira vonatkozó (csillapítások, záráskésleltetés), hidrodinamikai (levegő/víz arány, minimális csőátmérők) és hidrosztatikai (vízzsákok, liftek geometriája, elhelyezése és száma, megengedhető ághosszak) ismeretanyaga nagyszámú tapasztalat alapján az egyes rendszertípusokon belül rendelkezésre áll és eléggé biztonságos közelítő méretezést tesz lehetővé.

16. ábra: DN 90 mm Iseki típusú felnyitott vákuumszelep a szerkezeti felépítés szemléltetésére

Hangsúlyozom azonban, hogy a modern rendszerek méretezési „know-how”-ja a technika lépésről lépésre végrehajtott óvatos fejlesztésének hosszú ideje alatt szerzett tapasztalataiból, a lehetőségek és a korlátok megismeréséből áll, s ezen tudás birtokosai ezt nem szokták közkinccsé tenni. Ezért szokás azt mondani, hogy még a modern rendszerek sem csereszabatosak egymással és például nem biztos, hogy egy megtervezett Quavac rendszer módosítás nélkül működtethető például Iseki vagy Roediger vákuumszeleppel és fordítva.

A 20. század 70-es évei óta működő és terjedőben lévő összes pneumatikus működésű modern vákuumszelep közös tulajdonságai a következők:

1. Alulról szív felfelé a szelep (90 fokos könyökön keresztül).
2. A szelep vízszintes átfolyású, a dugattyú mozgása a folyadék mozgásával harmonizál, a szilárd szennyeződés elakadása minimális esélyű.
3. A szelepet a vákuum nyitja ki és rugó zárja be, amely zárásirányra a vákuum rásegít.
4. A szelep a nyitási jelet pneumatikusan kapja a folyadékszinttől.

5. A szelep határozott vákuumszinten nyit ki. Újraindításnál először a gépházhoz közeli akna szelepe nyit ki, beemeli a szennyvizet és a levegőt, bezár, majd a következő akna kiürítése kerül sorra.
6. Ha a rendszerben nincs vákuum, a szelep zárva marad, tehát folyadék nem kerülhet be a hálózatba vízdugósodást okozva, és nem kerülhet ki a mélyponton az akna eláradását előidézve.
7. A rendszerekben a tervezett levegő/víz arány beállítható és fenntartható, a vízdugósodás az előző pontok szerint elkerülhető, ezáltal a rendszerek tervezési határai kitágultak.
8. A szelep könnyen, egy gyorsan nyitható zárral kiszerelhető illetőleg cserélhető.
9. A gyűjtőaknában nincs mozgó alkatrész.
10. Az akna minden része hozzáférhető szelepműködés közben is. A vákuumszelepet akkor is ki lehet próbálni, ha valaki az aknában van, beállít, dolgozik, ellenőriz.

A korrekt módon épített modern pneumatikus vákuumszelepű rendszerek üzembiztonsága ilyen módon jelentős tényezővé vált abban, hogy a vákuumos rendszerek teret hódítanak.

A világon jelenleg működő települési vákuumos szennyvízelvezető rendszerek száma meghaladja az 1500-at, amely rendszerek körülbelül kétharmada 3”-os rendszer.

3.2.6 A rendszer hidromechanikája

Ezúton utalok „a rendszer működése” című fejeztre, ahol ismertettem a szennyvíz rendszerbe való bekerülésének lépcsőit. Ebben a fejezetben a csővezetékben lejátszódó folyamatokat ismertetem.

A rendszerbe bekerülő vízdugó előtt vákuum van, mögötte, vagyis a gyűjtőakna felőli oldalon ennél nagyobb nyomás, amely nyomáskülönbség a vízdugó mozgását gyorsítja mindaddig, amíg a nyomáskülönbség ki nem egyenlítődik a vízdugó előtti is mögötti oldal között. Ezt követően a vízdugó lassul, szétesik és a minimum 2 ezrelék lejtésű csövön a vákuumgépház irányába csorog a következő emelkedő csőszakaszig (lift). A lift előtti vízzsákban a szennyvíz összegyűlik és kellő mennyiségű szennyvíz a csövet (zárt lift esetén) teljes keresztmetszetében elzárja. A lift mögötti szakasz szabad vízfelszínére rácsorgó szennyvíz szintje ekkor már a lift felfelé álló ágában emelkedik a liftet a túlcsordulásig megtöltve. Az éppen túlcsordulásig töltött liftekben kialakult állapotot nevezzük 100%-os telítettségű normál állapotnak.
Amikor egy bármely mögöttes pozícióban lévő szelepaknában elhelyezett vákuumszelep ismét kinyit, és 30-50 liter szennyvíz és az azt toló levegő betódul a vákuumvezetékbe, a dugattyúszerű áramlással a gépház felé gyorsuló dugó és a lift vízzsákja közötti térbe zárt levegő komprimálódik nyomáskülönbséget hozva léte a lift mögötti és előtti szakasz között. A fellépő nyomáskülönbség hatására a liftben összegyűlt vízzsák kilökődik, és áramlása tovább folytatódik a gépház irányába egy darabig gyorsulva, majd csak csorogva és az előtte lévő liftekből egymás után kimozdítva az ott is hasonlóképpen összegyűlt vízzsákokat. Lényegében tehát egy „dominóeffektus” fut végig a rendszeren. A fenti leírás szerint az áramlási kép dugattyúszerű (pneumatikus szállítás) illetve szabad felszínű áramlás. A jelenség képe természetesen nem ilyen tiszta, hiszen itt a folyadék főtömegének beszívását követően annak vége felé fluidizált vízcseppektől kezdve sokféle áramkép előfordulhat a szennyvíz áramlásánál.

A rendszer helyes működése lényegében a szennyvízdugók rendszeres továbbításából, azok szükségszerű regenerálásából és a továbbításhoz szükséges nyomáskülönbség biztosításából áll (FÁBRY 2004).

A 2” rendszerre publikált szállítólevegő szükséges térfogatáramát taglaló összefüggések elemzéséből kiderül, hogy a dugattyúszerű áramkép kialakításában és fenntartásában a levegő/víz aránynak jelentős szerepe van. Minél hosszabb a szállítási úthossz, annál nagyobb a légfelesleg. A levegő/víz arányt (amit r betűvel jelölünk) tapasztalati alapon adják meg.

Ha egy rendszerben a szállítólevegő aránya a szükségesnél kevesebb vagy a rendszerben sok az elleneséses csőszakasz, akkor megnő az egyre nagyobb terjedelmű, nehezebben mozgatható vízdugók kialakulásának esélye, vagyis az egyesülési hajlam egyre inkább valószínűvé válik. Ha a szállítóvezeték egy bizonyos hosszúságú szakaszában túl hosszú vízdugó alakul ki, akkor a vízdugó mögötti szakaszok vákuumellátottsága gyengül, az ott betóduló levegő volumene csökken. Ily módon a levegő-víz arány tovább torzul a víz javára, ami által a vízdugó mérete tovább növekszik. A jelenség öngerjesztő folyamatként leblokkolhatja az ágak végeinek vákuumellátását. Ezt a szakzsargon, ahogy említettem már teljes vízdugósodásnak, angolul „waterlogging”-nak nevezi. Teljes vízdugósodás hosszú elleneséses vezetékszakaszban összegyűlt nagy tömegű vízdugóból is kiindulhat túl kicsi levegő/víz arány esetén és annak fellépte a következő problémákat okozhatja:

-a léghiány és a lassú áramlás miatti hosszabb tartózkodási idő következtében a szennyvíz berothadhat, tisztíthatatlanná válhat,
-a lassú áramlás miatt a lerakódás, dugulás veszélye megnő,
-hosszú csőágban, vagy nagyobb emelés esetén a vákuumszivattyú a telt szelvényű hosszú folyadékoszlopot nem képes megmozdítani,
-ha a teljes vízdugósodás veszélye fennáll, a rendszert nagyfokú konzervatív biztonsági tényezővel kell tervezni (rövidebb szakaszok, nagyobb vákuumszivattyúk, magasabb üzemi vákuumszint, többlet levegő beengedési automatizmusok).

A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek biztonságos működése alapvető feltétel. A gyűjtőaknákból a szennyvíz nem csoroghat túl, a rendszer összes gyűjtőaknájánál elegendő mértékű vákuumnak kell jelen lennie a vákuumszelepek nyitásához. A vákuumforrás a vákuumgépházban van, így a mai nagy rendszerek ágvégeire, melyek akár 4 km távolságban is lehetnek a gépháztól, a vákuum gyors visszatérése lényeges feltétel.

Követelmény, hogy a csőág végein a szelep nyitásához elegendő mértékű, legalább 25%-os vákuumnyomás uralkodjon (MSZ EN 1091 2001d). Az európai szabvány kívánalomként rögzíti továbbá, hogy működő rendszerben maximum 30 perc legyen a vákuum visszatérésének ideje, újraindított rendszerben pedig maximum 2 óra.
A 30 perc vákuum visszatérési idő egy működő rendszerben azt jelenti, hogy egy adott pozícióban (célszerűen a legtávolabbi helyzetben) lévő vákuumszelep kinyitása és az ott lévő szennyvíz beemelése után betóduló levegő következtében helyileg a csővezetékben megemelkedett nyomásnak 30 percen belül ismét kellően alacsonyak kell lennie ahhoz, hogy az adott vákuumszelep szükség esetén ismét képes legyen kinyitni. Praktikusan 0.75 bar nyomásnál alacsonyabb nyomást kell elérni az ágvégen a szelepnyitást követő 30

percen belül. Megjegyzem, hogy a tisztító idomokkal rendelkező 2” rendszerben a vákuum vesztesége 1 óra alatt nem haladhatja meg az 5%-ot (MSZ EN 1091 2001e).

Az újraindított rendszerben rendszerbiztonsági okokból megkövetelt maximum 2 óra vákuum visszaállási, visszatérési idő értelmezéséhez magyarázatot kell fűznöm. A rendszer leállását (ami lehet tervezett, öngyógyító jellegű, vagy áramhiány miatti) követően a gyűjtőaknáknál jelen lévő vákuum egyre gyengül, ahogy a rendelkezésre álló puffer kapacitás a csövekben és a gépház gyűjtőtartályában kimerül. Ezt követően az egyes szelepaknák szennyvízgyűjtő és tároló funkciója kerül előtérbe, vagyis a szennyvíz 30-50 litert meghaladó mértéke is az aknában és a gravitációs házi bekötőcsatornákban gyűlik. Ha a vákuumgépház üzeme újra elindul, az előállított depresszió a gyűjtőtartályból elhatol a csővezetéken keresztül az első szelepaknáig, ahol a vákuum hatására a szelep kinyit, és az ott összegyűlt szennyvíz a csőbe beszívásra kerül. A szelepnyitási ciklus végén a levegő beszívása után a szelep bezárul. Mindaddig, amíg a szelep nyitva van, a vákuum helyileg „leromlik” és a csővezetékben nem, vagy csak kis változást okozva terjed hátrább. A szelep bezáródása után folytatódik a vákuum erőteljesebb (nagyobb változást okozó) terjedése az ág vége irányában a soron következő szelepakna felé, ahol a folyamat megismétlődik. A szabvány előírja, hogy 2 órán belül az utolsó szelepaknánál is jelen kell lennie elegendő vákuumnak a rendszer újraindítása esetén.

Az állattartás gépei közül a fejőgépek működésében alapvető szerepe van a vákuumnak és a jól felépített és méretezett rendszereknek. Az ezzel kapcsolatos tudnivalókat a „Korszerű tejtermelés és –feldolgozás” (YOUSEFI, KÓBOR 2003), „Az állattartás gépei II.” (SZABÓ 1997), „A tejtermelő családi gazdaságok tartástechnológiái” (MUNKÁCSI, PATKÓS 2004) és az „Állattartási technika” (TÓTH 1998) című könyvekben tanulmányoztam. Az idevágó irodalomból kiderül, hogy a vákuumszivattyút a légtartállyal összekötő vezetéknek minimálisan 4 cm^2, a légtartályt az istállóval összekötő vezetéknek minimum 2 cm^2 keresztmetszetűnek kell lennie fejőkészülékenként. A rendszerek leszívásával kapcsolatos összefüggést nem találtam.

3.2.7 A vákuumos szennyvízgyűjtés energiaigénye

A vákuumos szennyvízelvezetés energiaigénye hosszú távon a kérdéskör és az üzemeltetés legfontosabb paramétere. A témában megjelent közlemények száma igen kevés. Az európai szabvány széles sávot jelöl meg: 0,2 – 1 kWh/m^3. A szabványban az áramfogyasztásra kiható fő tényezők a szennyvízhozam, a terület topográfiája, a levegő/víz arány, a vákuumkeltés módja, a szennyvízszállítás módja és a csatornák és a vákuumszelepek sértetlen állapota (MSZ EN 1091 2001f). Sok egyéb tényező is befolyásolja még a vákuumos szennyvízgyűjtés energiafelhasználását. Ezek közül először a topográfiai és szállítási távolságot véve nyilvánvaló, hogy minél nagyobb az áthidalandó szintkülönbség a gyűjtőaknák és a vákuumgépház között illetőleg a szállítási úthossz, annál nagyobb lesz a fajlagos energiafelhasználás, tehát az 1 m^3 szennyvíz szállítására fordított energia. A fenti adottságok mellett még kimutatható az építés minőségének hatása is. A magassági vonalvezetésben – a liftkialakítás szabályainak be nem tartásával – elkövetett kivitelezési hibák a rendszerek energiaigényét, működtethetőségi szintjét jelentősen befolyásolják negatív irányban. Tisztán matematikailag megközelíteni a kérdést nehézkes, mert a lüktető üzemmódú, változó sebességű és összetételű instacionárius kétfázisú áramlás mozgási energiaigénye jelenlegi matematikai tudásunk alapján lényegében nem modellezhető (ATV-DVWK 2004a).

Néhány konkrét adat olvasható az alábbiakban a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek energiafogyasztásáról.

Ócsa város vákuumos szennyvízelvezetésének 2006 évi teljes energiafelhasználása, beleértve a vákuumgépház fűtését és világítását és a szennyvíz vákuumos gyűjtése mellett annak a gépházaktól az átlagosan 4 km-re lévő szennyvíztisztító telepre történő kitáplálásának energiaigényét is az alábbi adatokat találtam (CZINEGE 2007):

Népesség:	8900 fő
Lakóingatlanok száma:	2721 db
Csatornahálózat:	94.5 km csatorna, 542 beemelő egység
Bekötések száma:	1778 db
Szennyvízforgalom:	232100 m^3/év (636 m^3/nap)
Energiafelhasználás 2006:	162470 kWh, fajlagos érték 0.7 kWh/m^3

Varga Antal ügyvezető (Folyóvíz Kft. Tiszakécske) személyes közlése a cégük által üzemeltetett összesen 29 km vákuumvezetékből álló, kb. 6000 embert kiszolgáló községek vákuumos csatornarendszereinek fajlagos energiafogyasztásáról (beleértve a szennyvíztisztító telepre történő kitáplálás fogyasztását is) a következő (VARGA 2006):

Tiszajenő:	0.45 kWh/m^3 (300 m kitápláló nyomóvezeték)
Vezseny:	0.75 kWh/m^3 (5000 m kitápláló nyomóvezeték)
Tiszavárkony:	0.8 kWh/m^3 (6000 m kitápláló nyomóvezeték)

Pál György ügyvezető (Inno-Kom Kft. Budapest) személyes közlése a cégük által üzemeltetett összesen kb. 60 km vákuumvezetékből álló, kb. 12000 embert kiszolgáló községek (**Izsák, Orgovány, Ágasegyháza**) vákuumos csatornarendszereinek fajlagos energiafogyasztásáról (beleértve a szennyvíztisztító telepre történő kitáplálás fogyasztását is) 0.55 kWh/m^3 illetőleg 0.75 kWh/m^3 Orgoványon, ahol 8000 m hosszú a kitápláló nyomóvezeték hossza (PÁL 2006).

A Röszkén üzemelő vákuumos szennyvízelvezető rendszer 1997. szeptemberi adatai 0.2-0.3 kWh/m^3 fajlagos villamos energiafogyasztást mutatnak (BOCZ, FEJÉR 1998c).

Az **Inárcs**on üzemelő vákuumos csatornarendszer 1999. augusztus havi fajlagos energiafogyasztása 0.43 kWh/m^3 volt (KISS 2000).

Egy már megépült hálózat esetén nagyon sok főként üzemeltetési, karbantartási, gépkiválasztási kérdés lehet pozitív vagy negatív befolyással az energiafogyasztásra. Ezeket részletesen a későbbiek során a 4.3.1 fejezetben számba veszem.

Véleményem szerint az egyik legfontosabb ezek közül az üzemeltetés levegő/víz arányának energiafelhasználásra gyakorolt hatása. Ezzel a kérdéssel a szakirodalom egyáltalában nem foglalkozik, meglepő, hogy a technológiai műhelyek sem. Annyit lehet tudni, hogy a levegő/víz arány növekszik a csatorna hosszának, illetőleg a legyőzendő magasságkülönbség (tehát a csatorna végpontja és a vákuumgépház közti magasságkülönbség) növekedésével, de csökken a lakósűrűség növekedésével. A csatorna

ágak végén nagyobb levegő/víz arányt kell beállítani, mint a vákuumgépházakhoz közel (ATV-DVWK 2004b). Így nem csoda, hogy az üzemeltetőknek sincs sok kapaszkodója a célszerű arányok és a várható energiafogyasztás tekintetében.

Utalást jelenthet az egyes technológiák vákuumszivattyú méretezési képlete, amelyek a 4.3.1 fejezetben kerülnek ismertetésre. Véleményem szerint a szállítás fajlagos energiafelhasználása függ többek közt az emelések számától és az összes statikai magasságkülönbségtől, valamint a szállításra felhasznált légtömeg vízhez viszonyított arányától illetőleg a vákuumtartályban tartott vákuum értékétől.
Ha a rendszert nagy légfelesleg tényezővel üzemeltetjük, nyugvó állapotban a csőhálózatban az adott pillanatban lévő víz térfogati hányada viszonylag kicsi lesz (ami tulajdonképpen a levegő/víz arányt reprezentálja), ily módon a liftek töltöttségi állapota is átlagban alacsony lesz. Ez azzal jár, hogy a folyadékkal teli liftekben fellépő hidrosztatikai magasságkülönbséghez képest kisebb töltöttségű rendszerben kisebb lesz a statikus magasságkülönbség, azaz a statikus vákuumveszteség csökken. Ennek következtében azonos gépház vákuumtartályban tartott vákuumszint esetén a csőágak végén a vákuum értéke megnő. Illetőleg az ágvégi szelepnyitáshoz szükséges minimális -0.25 bar vákuum tartásához szükséges gyűjtőtartálybeli vákuumértéket csökkenteni lehet.
A gyűjtőtartály vákuumérték csökkentése véleményem szerint jelentős energia megtakarítást vonhat maga után, hiszen minél közelebb van a vákuumszivattyú a végvákuumához, annál nagyobb energiát kell fordítani egységnyi tömeg elszívására.
A fenti okfejtés alapján újszerű megközelítésben, kísérletesen célszerű megvizsgálni az optimális üzembeállításokat, nevezetesen célszerű külön-külön megvizsgálni a levegő/víz arány és a vákuumtartályban tartott nyomásszint statikus vákuumveszteségre és a szennyvízgyűjtés fajlagos energiaigényére gyakorolt hatását. A 4.3 fejezet az említettekről szól.

3.2.8 A vákuumos szennyvízgyűjtés elterjedése hazánkban

Becslések szerint a világon létesült vákuumos szennyvízelvezető rendszerek száma meghaladja az 1500-at. Hazánkban 1987-ben létesült az első 2” rendszer és 1994-ben az első 3” rendszer. Ezt követően több mint ötven, jellemzően síkvidéki településen létesült vákuumos rendszer összességében több mint 1600 km csővezetékkel. A rendszerek túlnyomó többsége 3” vákuumszelepekkel van ellátva. A rendszerek általában jól működnek és beváltották a hozzájuk fűzött reményeket. Létesítésük révén sok beruházási költséget lehetett megtakarítani és építésük kisebb felfordulással járt, mint a hagyományos gravitációs rendszereké.

A 90-es évek első felében épült rendszerek némelyike kivitelezési hiányosságok miatt csak jelentős energiafogyasztással működtethető. Földvári Miklós szakdolgozatában részletesen foglalkozik a tipikus kivitelezési hibákkal (FÖLDVÁRI 2007). Ezekből a kivitelezési hibákból okulva a 90-es évek második felétől kezdve minden hazai vákuumos csatornarendszer építkezése és üzemeltetése az építő illetőleg az üzemeltető cég kiképzésével kezdődött, ami a kivitelezés minőségi színvonalára jótékony hatást gyakorolt.

1. Táblázat: A hazánkban létesült Iseki vákuumos szennyvízelvezető rendszerek

[redacted]

3.3 Összefoglalás

A szakterület irodalmának áttanulmányozása után megállapítottam, hogy bár sok helyen épültek és üzemelnek vákuumos szennyvízelvezető rendszerek, néhány kérdés nem tisztázott és egyes műszaki paraméterek és tervezési szempontok megalapozottsága megkérdőjelezhető.

A „Települések Vákuumos Szennyvízelvezető Rendszerei" című európai szabványban olvashatók az alábbi követelmények (MSZ EN 1091 2001g):
-a hálózatban bárhol, bármikor rendelkezésre kell, álljon minimum 25 kPa vákuum,
-egy vákuumszelep nyitását követően maximum 30 perc alatt ismét rendelkezésre kell állnia 25 kPa vákuumnak,
-egy csúcsidő alatti maximum 2 órás rendszerleállást követően (pl. áramszünet) az újraindítás után maximum 2 óra alatt ki kell ürülnie a rendszer legtávolabbi gyűjtőaknájának is.

A fenti követelmények logikusak és a szennyvízgyűjtési szolgáltatás ellátásbiztonsága érdekében lettek megfogalmazva. Az érintett tervezők az említett követelmények betartását azonban csak tapasztalati úton szerzett ismereteik birtokában, illetőleg jelentős túlbiztosítással tudják szavatolni.

Hasonló a helyzet a vákuumos szennyvízgyűjtés energiafelhasználásának tervezésénél is, amelyre a szabvány csak egy nagyon széles tartományt említ.

A vákuumos szennyvízelvezető rendszer optimális tervezése, szabványhelyes működése, feladatának energiatakarékos ellátása és üzembiztonsága szempontjából fontos a települési vákuumos szennyvízelvezető rendszerek működésére jellemző egyes műszaki összefüggések, hidrosztatikai, és energiafelhasználási kérdések kutatása.

Kutatási munkám fő célkitűzései a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek
1. hidrosztatikai összefüggéseinek,
2. evakuálási (légritkítási) folyamatával kapcsolatos összefüggéseinek és
3. fajlagos energiafelhasználásának meghatározása.

A következőkben a szakirodalom áttanulmányozása alapján összefoglalom ezeket.

3.3.1 A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikája

A vákuumos folyadékszállító csővezeték magassági vonalvezetése sajátos, ún. fűrészfogszerű. A csővezetéknek a vákuumköpont irányában biztosítania kell minimálisan két ezrelék lejtést (ISEKI 2004d), és bizonyos távolságokban ún. lifteket (egy lift két darab 45 fokos csőidomból álló csőszakasz, ami a magassági vonalvezetésben egy bizonyos ugrást eredményez) kell beépíteni. A vákuumos csővezeték hossza mentén a nyomás két fázis (víz és levegő) egyidejű jelenléte esetén állandósult, nyugalmi állapotban is (tehát amikor bármely közeg sebessége zérus a rendszerben) a hely függvényében változik. A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek működése és üzembiztonsága szempontjából meghatározó jelentőségű a nyomás ismerete a hely függvényében. A szakirodalom az egy liften keletkező statikus vákuumveszteséget a lift magasság és a csőátmérő különbségének értékével arányosnak tekinti (EPA 1991b). Ez a meghatározás pontatlan. Továbbá a szakirodalomban nincsenek számba véve a csőhossz mentén a gyakorlatban esetleg

előforduló egyéb magassági profilkialakítások (pl. elleneséses csőszakasz), amelyek szintén hatással vannak a csőhossz menti nyomás alakulására. Kutatásaim ezen része arra irányul, hogy meghatározzam az egy liften keletkező statikus (tehát nyugalmi állapotú) vákuumveszteséget és a cső magassági profilvezetésének vákuumveszteséget okozó lehetséges eseteit, azok mértékét számba vegyem, továbbá ezek ismeretében a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek nyugalmi állapotú csőág menti maximális statikus vákuumveszteségét meghatározzam.

3.3.2 A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkítása

A légritkítási folyamattal kezdődik minden vákuumos anyagszállító rendszer üzeme. Az e területtel foglalkozó szakirodalom (EPA 1991b) (ÉSzK 1988) (ISEKI 2004e) a vákuumos szennyvízelvezető rendszer evakuálási idejének számításakor a tartályalakú terekre érvényes koncentrált paraméterű légritkítási összefüggést (FARAGALLAH 1988) használja fel és nem veszi figyelembe a relatív kis tartályból és főként hosszú csövekből álló vákuumrendszerek sajátos alakját.
Az Iseki és az Airvac vákuumrendszerek esetében például a vákuumszivattyú méretezés alapját a

$t[h] = \frac{V[m^3] \cdot 0.7}{q_v[\frac{m^3}{h}]}$, illetőleg a $t[\min] = \frac{0.045 \cdot V[galUS]}{q_v[\frac{ft^3}{\min}]}$ összefüggések alapján számolt vákuumrendszer leürítési idő képezi.
Előfordul, hogy a vákuumgépházban lévő gyűjtőtartályra akár 4 km egyedi hosszúságú gyűjtővezeték(ek) van(nak) csatlakoztatva. Magyarországon is van olyan vákuumrendszer, ahol a gyűjtőtartályhoz összesen több mint 40 km vákuumos csővezeték-hálózat csatlakozik, melyek közül egyes egyedi csőhosszak meghaladják a 4 km-t. Az ilyen sajátos alakú terek ürítési folyamatának tartály alakú térrel illetőleg koncentrált paraméterekkel való modellezése és számítása mind műszaki, mind tudományos szempontból túlzott mértékű egyszerűsítéseket tartalmaz, és ennek megfelelően a nagyméretű vákuumos csővezetékrendszerek ily módon kalkulált leszívási időszükséglete jóval kisebb eredményt ad, mint ahogy az a valóságban történik. További problémát jelenthet, hogy a fenti módszer alapján elvégzett vákuumszivattyú méretezés szabályzási anomáliákhoz vezethet. (Ilyen például a vákuumszivattyúk sűrű ki- és bekapcsolása, ami túlzott energia-felvételt eredményez, és a motor leégéséhez is vezethet.) Ezért a területen való tudományos kutatás nemcsak időszerű, hanem gyakorlati jelentőséggel is bír. Hipotézisem és mérési eredményeim szerint az evakuálási folyamat és időtartam függ a leürítendő tér alakjától.

3.3.3 A vákuumos szennyvízelvezetés fajlagos energiafelhasználása

Fontos megjegyezni, hogy a kommunális szennyvíz szilárdanyag tartalma az 1%-ot ritkán haladja meg, ezért vizsgálataimat tiszta levegő-víz rendszerben folytattam le.
A vákuumos folyadékszállítás fajlagos energiafelhasználása hosszú távon a kérdéskör legfontosabb paramétere. A témában megjelent közlemények száma igen kevés. Az európai szabvány széles sávot jelöl meg: 0.2 – 1 kWh/m^3 (MSZ EN 1091 2001h). Rengeteg tényező befolyásolja a szennyvízgyűjtés energiafelhasználását. Ezek közül először a tervezési alapkérdéseket, például a topográfiai adottságokat és a szállítási távolságot véve nyilvánvaló, hogy minél nagyobb az áthidalandó szintkülönbség illetőleg a szállítási úthossz, annál nagyobb lesz a fajlagos energiafelhasználás és fordítva. A fenti

adottságok mellett még kimutatható az építés minőségének hatása is. A magassági vonalvezetésben – a liftkialakítás szabályainak be nem tartásával – elkövetett kivitelezési hibák a rendszerek energiaigényét, működtethetőségi szintjét jelentősen befolyásolják negatív irányban.
Egy már megépült hálózat esetén nagyon sok, főként az üzemeltetési, karbantartási, gépkiválasztási kérdés lehet pozitív vagy negatív befolyással az energiafogyasztásra, melyeket az 4.3.1 fejezetben részletesen ismertetek.
Ezek közül az egyik legfontosabb az üzemeltetés során felhasznált szállítólevegő és a szállított (szenny)víz térfogati arányának (levegő/víz arány) illetőleg a vákuumközpontban tartott vákuumnyomásnak az energiafelhasználásra gyakorolt hatása. Ezzel a kérdéssel a szakirodalom gyakorlatilag nem foglalkozik, meglepő, hogy a technológiai műhelyek sem. Így nem csoda, hogy az üzemeltetőknek sincs sok kapaszkodója az optimális levegő/víz arányok tekintetében.

A szállítás fajlagos energiafelhasználása elvileg függ az emelések számától és az összes statikai magasságkülönbségtől, valamint a szállításra felhasznált légtömeg vízhez viszonyított arányától.
Ha a rendszert nagy légfelesleg tényezővel üzemeltetjük, nyugvó állapotban a csőhálózatban az adott pillanatban lévő víz térfogati hányada viszonylag kicsi lesz, ily módon a liftek töltöttségi állapota is átlagban alacsony lesz. Ez azzal jár, hogy a folyadékkal teli liftekben fellépő hidrosztatikai magasságkülönbséghez képest kisebb töltöttségű rendszerben kisebb lesz a statikus magasságkülönbség, azaz a statikus vákuumveszteség csökken. Ennek következtében azonos gépház vákuumtartályban tartott vákuumszint esetén a csőágak végén a vákuum értéke megnő. Illetőleg az ágvégi szelepnyitáshoz szükséges minimális, 0.25 bar vákuum tartásához szükséges gyűjtőtartálybeli vákuumértéket csökkenteni lehet.
A gyűjtőtartály vákuumérték csökkentése véleményem szerint jelentős energia megtakarítást vonhat maga után, hiszen minél közelebb van a vákuumszivattyú a végvákuumához, annál nagyobb energiát kell fordítani egységnyi tömeg elszívására. Ugyanakkor a nagyobb levegő felesleg a vákuumszivattyú hosszabb üzemidejével biztosítható, amely a fajlagos energiafelhasználás növelése irányába hat.
A fenti okfejtés alapján célszerűnek tartottam kísérletesen megvizsgálni a levegő/víz arány és a vákuumtartályban tartott nyomásszint statikus vákuumveszteségre és a szennyvízgyűjtés fajlagos energiaigényére gyakorolt hatását és meghatározni az optimális üzembeállításokat.
Annak érdekében, hogy az összefüggéseket megismerjem, átlátszó akrilcsőből megterveztem és megépítettem egy, a valóságos települési viszonyokat modellező félüzemi kísérleti tanpályát, amelyen a releváns üzemparaméterek egyidejűleg szabályozhatóak és mérhetőek, valamint a jelenségek vizuálisan is követhetőek és dokumentálhatóak.

Fontos megjegyezni, hogy a kommunális szennyvíz szilárdanyag tartalma az 1%-ot ritkán haladja meg, ezért vizsgálataim során a szennyvizet tiszta víznek tekintem, miként az a szakirodalomban általánosan elfogadott (HORVÁTH 1979).

3.4 Kitűzött célok

A következő feladatok megoldását tűztem ki célul.

A vákuumos csővezeték magassági vonalvezetése hidrosztatikai összefüggéseinek meghatározása:
-zárt illetőleg nyitott liften keletkező statikus vákuumveszteség meghatározása két fázis (víz és levegő) jelenlétében állandósult állapotban;
-a helytelen vonalvezetésű (ellenesésű, vízszintes, a liftszerkesztés szabályainak figyelmen kívül hagyásával épített) szakaszokat is tartalmazó vákuumos csővezeték hossza mentén statikus vákuumveszteséget okozó egyes elemek számba vétele illetőleg a csőág menti teljes (100 %-os telítettséghez tartozó) statikus vákuumveszteség meghatározása két fázis (víz és levegő) egyidejű jelenléte esetén állandósult állapotban.

A vákuumszivattyúból, vákuumtartályból és csőhálózatból álló vákuumrendszer légritkításának vizsgálata:
-vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkításának koncentrált paraméterű modellezése;
-vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkításának osztott paraméterű modellezése;
-összenyomható közeg (levegő) csőben való nem adiabatikus, instacionárius áramlását leíró egyenletek alkalmazása;
-az egyenletek megoldására a peremfeltételek meghatározása, továbbá a karakterisztikák módszerének alkalmazása;
-az interpolációs rácsmódszer alkalmazása és a feltételek megteremtése (összefüggések és peremfeltételek megfogalmazása) egy, a csővezeték légritkításának számolását végezni képes program kidolgozására és a program lehetőség szerinti elkészítése;
-mérések elvégzése települési vákuumos szennyvízelvezető rendszereken egy fázis (levegő) jelenléte esetén.

A vákuumos folyadékszállítás fajlagos energiaigényének kísérletes meghatározása és a feltárt összefüggések leírása:
-a települési vákuumos szennyvízelvezető rendszer működését üzemi körülmények között modellező kísérleti próbapálya (tanpálya) tervezése, építése és azon különböző levegő/víz arányok mellett és vákuumnyomás szinteken:
-a statikus vákuumveszteség alakulásának kísérletes vizsgálata és az elmélettel való összevetés;
-a vákuumos folyadékszállítás működéséhez szükséges összesített fajlagos energiaigény kísérletes vizsgálata;
-a vákuumos folyadékszállítás biztonságos és energetikailag optimális működési tartományának meghatározása.

A fenti hidrosztatikai (és energetikai) megállapítások alapján a vákuumos folyadékszállító csővezeték optimális magassági vonalvezetését kialakító hossz-szelvényszerkesztő szoftverének kidolgozása.

A kidolgozott hossz-szelvényszerkesztő szoftver gyakorlati alkalmazásaként a világ legnagyobb épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszere (Ománi Szultánság, Seeb projekt) hossz-szelvényeinek megtervezése.

4. VÁKUUMOS SZENNYVÍZELVEZETŐ RENDSZER PARAMÉTEREINEK VIZSGÁLATA

4.1 A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek statikus vákuumvesztesége

Ezúton utalok a korábbiakban ismertetettekre különös tekintettel „a rendszer működése", „a rendszer hidromechanikája" és a szakirodalmi áttekintést követő „a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikája" című fejezetekre.

A vákuumvezeték lejtésének szokásos gyakorlati tartománya sík terepen 2-33‰, lejtős terepen a minimális 2‰ esés betartása szigorú előírás, ugyanakkor felső korlátja nincs, azaz a földfelszín vonalát követve akármekkora lehet. Ahogy már szó esett róla, egy normál lift az enyhén lejtős csőszakaszba beiktatott, általában ahhoz képest 45 fokos meredekségű, a gépház irányában emelkedő rövid csőszakasz. A lift hajlásszöge lehet ettől eltérő is. Az úgynevezett 3"-os szelepekkel ellátott vákuumrendszerekben az iparszerűen alkalmazott standard lift 45 fokos elemekből áll, és 0.3 m tengelytávolságú. Esetenként alkalmazható ettől eltérő geometria is. Egyes 2"-os szelepekkel ellátott rendszerekben a vízzsákok úgy alakulnak ki, hogy a hosszú, enyhe lejtéssel épített szakaszt hosszú, enyhe emelkedéssel épített szakasz követi. Az ilyen rendszer gyakorlatilag elleneséses csőszakaszok („kontraesések") sorozata. A kontraesések hatásaival a későbbekben foglalkozom.

A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek tervezése empirikus alapokon nyugszik, a tervezők egy része a megvalósítható ághosszúságok korlátaival sokszor nincs tisztában. A rendszer működése szempontjából az a jó, ha az ágvégeken minél nagyobb vákuum áll rendelkezésre. Az ágvégeken annál nagyobb vákuum áll rendelkezésre, minél nagyobb vákuumot generálunk a vákuumgépház gyűjtőtartályában, de ez a rendszer működtetési költségeit és fajlagos energiafelhasználását növeli. Az ágvégi vákuumszintet általában rontja a túlzottan kicsi levegő/víz arány, a jelentős szennyvízforgalom, az ág túlzott hosszúsága illetőleg az, ha a szennyvizet jellemzően „hegymenetben" gyűjtjük a gépház irányában. Ezen okok miatt általában 0.3-0.4 bar abs. nyomást szokás tartani a vákuumgépházban lévő gyűjtőtartályban, de kisebb rendszerek esetén elegendő lehet alacsonyabb, akár 0.55 bar abs. nyomás biztosítása is.
Az imént említett szempontok miatt, és mert a szakirodalomban a témára vonatkozóan nem lelhető fel adat, a vákuumnak a csővezeték hossza menti statikus állapotban való alakulását vizsgáló kutatás komoly jelentőséggel bír.

4.1.1 Statikus vákuumveszteség vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben a cső hossza mentén

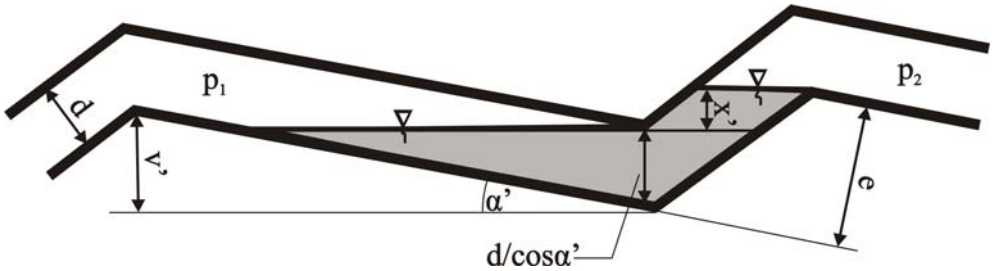
Jelen részben a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek nyomásviszonyait, pontosabban a csővezeték hossza mentén kialakuló statikus vákuumveszteségeket vizsgálom, ahogy tettem azt egy korábbi írásomban is (FÁBRY 2006). A vákuumveszteségek statikus és dinamikus összetevőit különböztethetjük meg. A dinamikus vákuumveszteségek csak áramlás esetén jelentkeznek a rendszerben, amihez szelepnyitásra van szükség valamelyik gyűjtőaknában. Ilyen veszteség a csősúrlódási veszteség és a szelepnyitás esetén a betóduló levegő miatti nyomásnövekedés is. Ahogy szó esett már róla, a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek kétfázisú áramlása esetében a dinamikus elemet lényegében

csak mérni lehet, az ezzel kapcsolatos ismeretek nem teszik lehetővé a méretezést az egyfázisú áramláshoz hasonló kriteriális egyenletek segítségével (ATV-DVWK 2004a).

A statikus vákuumveszteséget akkor lehet mérni, amikor nem történik folyadékszállítás (a folyadékdugók nyugalmi állapotban vannak) a rendszerben, tehát bármely közeg sebessége a rendszer egészében nézve zérus. Ennek szükséges feltétele a vákuumszelepek zárt állapota. Az összesített statikus vákuumveszteséget a gépház vákuumtartályában uralkodó vákuumérték és az egyes szállítóvezetékek legtávolabbi szelepaknájában lévő szelep előtti csőszakasz vákuumértékének különbségeként definiálhatjuk. A rendszer méretezése így a mindig jelenlévő, és az időben is domináló statikus elemre szorítkozik. Ennek alapelve a liftek hidrosztatikája, és az a követelmény, hogy a csőágak végén álljon rendelkezésre a vákuumszelep nyitásához szükséges elegendő mértékű vákuum.

4.1.1.1 Liftekben kialakuló statikus vákuumveszteség

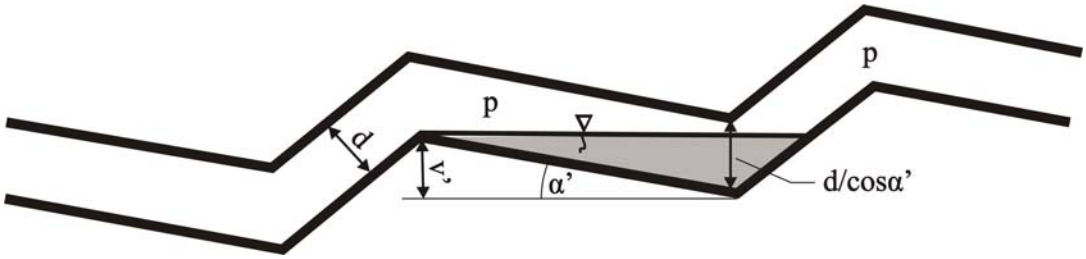
A 17-18. és 19-20. ábrák úgynevezett zárt és nyitott lifteket ábrázolnak. Az ábrákon jelöltem a nyomást (p), a csőátmérőt (d), a cső esését a vizsgált lift és a vákuumgépháztól távolabbi lift között (v'), a cső lejtését (α'), illetőleg a vizsgált liften statikus vákuumveszteséget okozó maximális szennyvízoszlop magasságot (x'). A zárt (légrésmentes) lift esetében a csőkeresztmetszetet teljes mértékben kitölti a víz, így nyomáskülönbség keletkezik a vízdugó előtti és mögötti szakasz között. A 3. ábrán látható liftkialakításnál a zártság feltétele, hogy v'≥d/cosα'.



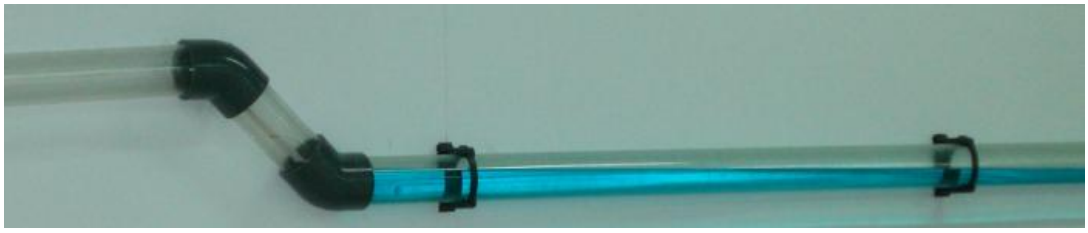
17. ábra: Zárt lift geometriája és az abban kialakuló szennyvízdugó

18. ábra: Zárt lift a benne lévő vízdugóval a létesített vákuumos folyadékgyűjtő tanpályán

A nyitott (légréses) lift esetében a víz nem tölti ki teljes egészében a csőkeresztmetszetet, ezért nyomáskülönbség a lift előtti és mögötti szakasz között nem alakul ki. A 19. ábrán látható liftkialakításnál a nyitottság feltétele, hogy v'<d/cosα'.



19. ábra: Nyitott lift geometriája és az abban kialakuló szennyvízdugó



20. ábra: Nyitott lift a benne lévő vízdugóval a létesített vákuumos folyadékgyűjtő tanpályán

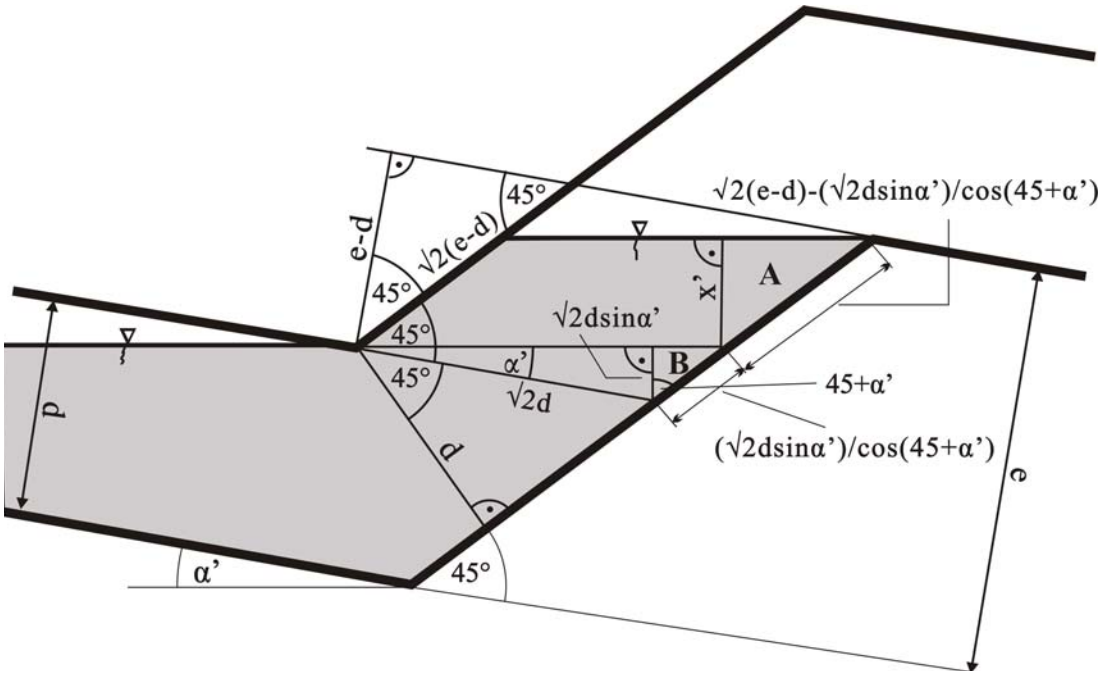
A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek teljes statikus vákuumveszteségének számításához többek között vizsgálandó, hogy egy liften mekkora veszteség realizálódik. A teljes statikus vákuumveszteség kiszámításakor azt feltételezem, hogy az adott csőhossz mentén az összes liftben és kontraesésben olyan vízszintek vannak, hogy azok maximális vákuumveszteséget okoznak, mivel tervezéskor a legkedvezőtlenebb üzemállapotra kell méretezni a rendszert. Ezt az üzemállapotot nevezem 100%-os telítettségű normál állapotnak (és hangsúlyozom, hogy ez megkülönböztetendő a mindenképpen elkerülendő teljesen elvízdugósodott üzemállapottól).

A 21. ábrán egy liftet láthatunk, melyben a vízszint maximális. A liftre a vákuumgépháztól távolabbi csőszakasz felől további víz csorog. A csőkönyök bal oldalán lévő vízszint nem fog az ábrán mutatottnál magasabbra növekedni a rendszer üzemelése közben, mivel a vízdugó előtt alacsonyabb nyomás fog uralkodni, hiszen az közelebb van a vákuumot generáló vákuumgépházhoz, és ez szintkülönbséget eredményez a vízdugó kétoldali felszíne között. A két vízszint különbsége (ezt jelöltem x'-vel) okozza a zárt lift statikus vákuumveszteségét, mivel a lift előtt és mögött kialakuló vákuumnyomás is ennek megfelelő mértékű lesz.

A cső a vízszintessel α' szöget zár be. A csőátmérő d, a lift párhuzamos szakaszainak tengelytávolsága e, a lift két 45 fokos könyökből tevődik össze. Az ábrán az A és B jelű háromszögek hasonlóak egymáshoz, azaz a két derékszögű háromszögben a megfelelő befogók és átfogók aránya megegyezik. Így kifejezhető a keresett szennyvízoszlop magasság (x') mértéke.

$$\frac{\sqrt{2}\cdot d\cdot\sin\alpha'}{\dfrac{\sqrt{2}\cdot d\cdot\sin\alpha'}{\cos(45+\alpha')}}=\frac{x'}{\sqrt{2}\cdot(e-d)-\dfrac{\sqrt{2}\cdot d\cdot\sin\alpha'}{\cos(45+\alpha')}} \qquad (1)$$

$$\rightarrow x' = \cos(45 + \alpha') \cdot \sqrt{2} \cdot (e - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin\alpha' \qquad (2)$$



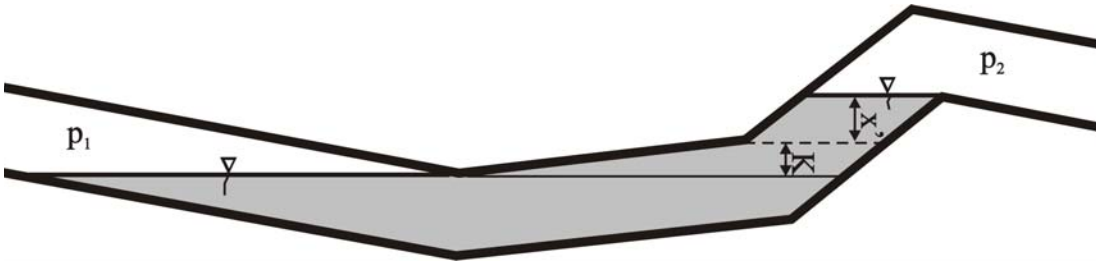
21. ábra: Zárt liftben maximális statikus vákuumveszteséget okozó szennyvízdugó

4.1.1.2 Lifthez nem csatlakozó elleneséses csőszakaszban kialakuló statikus vákuumveszteség

A 3“ átmérőjű szeleppel ellátott vákuumos rendszerek kivitelezésének egyik legfontosabb szabálya az, hogy ismeretlen elleneséses csőszakasz ne legyen beépítve illetőleg ne alakuljon ki idővel (helytelen kivitelezés következtében). Ellenesésnek, más néven kontraeséses csőszakasznak hívjuk azt, ha a normál csőfektetés képzeletbeli tengelyétől úgy térünk el, hogy a vákuumgépház irányában lejtés helyett emelkedő a csőszakasz. A kontraesések rontják a rendszer hatékonyságát, előfordulásuk helytelen kivitelezés következményei, mint például helytelen ágyazati anyagok alkalmazása, rossz ágyazati tömörítés, hibás szintezés. Az elleneséses cső mélypontján kialakuló vízzsák akkor okoz statikus vákuumveszteséget, ha abban telt szelvényben fel tud telni a víz.

4.1.1.3 Elleneséses csőszakasz és lift kombinációjában kialakuló statikus vákuumveszteség

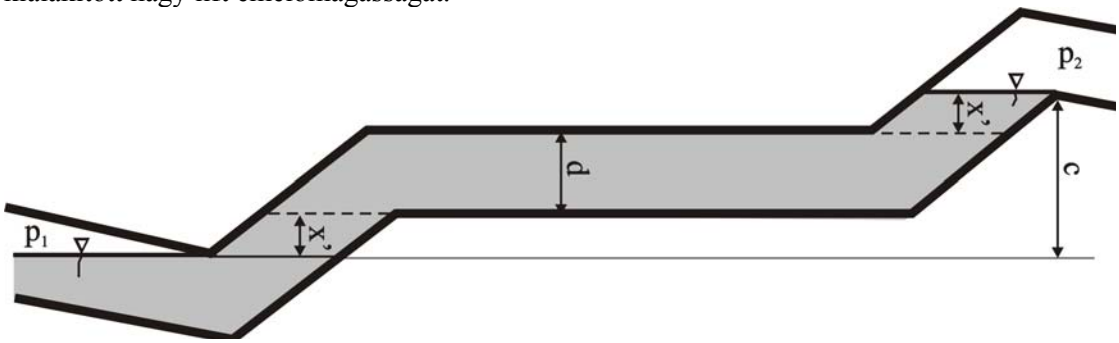
Előfordulhat, hogy elleneséses csőszakasz közvetlenül csatlakozik lifthez. Ebben az esetben még akkor is okoz többlet vákuumveszteséget a kontraesés, ha annak K emelése kisebb, mint a csőátmérő. A 22. ábra egy lifthez csatlakozó kontraesést ábrázol. Látható, hogy a statikus vákuumveszteséget okozó magasságkülönbség a vízdugó két oldalának felszíne között a kontraesés K emelésével nagyobb a liftben normál körülmények között kialakulónál, tehát a statikus vákuumveszteség is növekszik.



22. ábra: Kontraeséses csőszakasz és lift kombinációjában kialakuló szennyvízdugó

4.1.1.4 Két lift közé közvetlenül beépített ellenesés hatása

Külön figyelmet érdemel az a speciális eset, ha két liftet közvetlenül köt össze egy vízszintes vagy kontraeséses csőszakasz. Ilyenkor többlet vákuumveszteséggel kell számolni. Ha ez a csőszakasz vízszintes, akkor a statikus vákuumveszteség – a két liftben normális esetben kialakuló veszteségek összegénél – egy csőátmérőnyivel nagyobb (lásd 23. ábra). Ha ez a csőszakasz emelkedő, akkor a kontraeséses csőszakasz emelésén túl további, a csőátmérőt meghaladó vákuumveszteség többlettel kell számolni. Az ábrán c-vel jelöltem a kontraesés illetőleg vízszintes csőszakasz által összekötött liftek által kialakított nagy lift emelőmagasságát.



23. ábra: Két lift és egy egyenes vagy kontraeséses csőszakasz kombinációjában kialakuló szennyvízdugó

4.1.1.5 Vákuumvezeték mentén kialakuló teljes statikus vákuumveszteség

A fenti példák után az alábbiakban összegezve meghatározom az egyes esetekben kialakuló statikus vákuumveszteséget. Vákuumos folyadékszállító rendszer vákuumvezetékei mentén a teljes statikus vákuumveszteség az egyes lifteken, kontraeséseken és ezek kombinációin keletkező statikus vákuumveszteségek összege, ahol:
Az egyes lifteken keletkező statikus vákuumveszteség zárt lift esetében:

$$\Delta p_{stat} = \rho \cdot g \cdot x' = \rho \cdot g \cdot \left[\cos(45+\alpha') \cdot \sqrt{2} \cdot (e-d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin\alpha'\right] \qquad (3)$$

Az egyes liftekben nem alakul ki statikus vákuumveszteség nyitott lift esetében.

Csőátmérőt meghaladó, lifthez nem csatlakozó kontraesés esetén, tehát amikor a kontraesés K emelésének mértéke nagyobb illetőleg egyenlő a csőátmérővel, a statikus

vákuumveszteség a kontraesés emelésének és az ottani csőátmérőnek a különbségétől függ:

$$\Delta p_{stat} = \rho \cdot g \cdot (K - d) \tag{4}$$

Csőátmérőnél kisebb emelésű kontraesés esetén statikus vákuumveszteség csak abban az esetben alakul ki, ha a kontraesés lifthez csatlakozik.

Lift előtti és/vagy utáni kontraesés esetén a statikus vákuumveszteség a kontraeséses csőszakasz(ok) K emelésétől (két kontraesés esetén K értékén a két elleneséses csőszakasz emeléseinek összegét értjük) és a liften keletkező vákuumveszteségtől (lásd 22. ábra) függ:

$$\Delta p_{stat} = \rho \cdot g \cdot (K + x') \tag{5}$$

Két liftet közvetlenül összekötő vízszintes vagy kontraeséses csőszakasz esetén a két lift és a köztes csőszakasz egy nagy liftként működni, és a statikus vákuumveszteséget a keletkező nagy lift c emelőmagassága okozza (ami a lifteken mérhető x' értékektől, a csőátmérőtől illetőleg a csőszakasz emelésétől függ, lásd 23. ábra).

$$\Delta p_{stat} = \rho \cdot g \cdot c \tag{6}$$

Említést érdemel ismételten az ún. teljes vízdugósodás esete, amikor a rendszerben a levegő/víz arány rendkívüli mértékben eltolódik a víz javára. Ilyen esetben egy vagy néhány darab nagyon hosszú összefüggő szennyvízdugó van a vezetékben. Ilyenkor a statikus vákuumveszteség a vízdugó két szélének szintjei közt mérhető távolságtól függ, tehát a szennyvízdugó teljes emelőmagasságától.

Egy kiépült rendszerben a (100%-os töltöttségi állapothoz tartozó) teljes statikus vákuumveszteséget ezek után az egyes liftekben, kontraesésekben és ezek kombinációiban kialakuló vákuumveszteségek összegeként lehet számolni. A szennyvíz sűrűségét állandónak tekintjük a vákuumcső hossza mentén. A csőág menti nyitott lifteket nem kell figyelembe venni, mert ezeken nem keletkezik statikus vákuumveszteség.

$$\begin{aligned}
\sum \Delta p_{stat} &= \sum_{i=1}^{n} \rho \cdot g \cdot x'_i + \sum_{j=1}^{m'} \rho \cdot g \cdot K_j - L \cdot \rho \cdot g \cdot d + \sum_{k=1}^{z} \rho \cdot g \cdot c_k = \\
&= \sum_{i=1}^{n} \rho \cdot g \cdot \left[\cos(45 + \alpha'_i) \cdot \sqrt{2} \cdot (e_i - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin(\alpha'_i) \right] + \\
&+ \sum_{j=1}^{m'} \rho \cdot g \cdot K_j - L \cdot \rho \cdot g \cdot d + \sum_{k=1}^{z} \rho \cdot g \cdot c_k = \rho \cdot g \cdot \\
&\cdot \left\{ \sum_{i=1}^{n} \left[\cos(45 + \alpha'_i) \cdot \sqrt{2} \cdot (e_i - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin(\alpha'_i) \right] + \sum_{j=1}^{m'} K_j - L \cdot d + \sum_{k=1}^{z} c_k \right\}
\end{aligned} \tag{7}$$

A csőág menti teljes statikus vákuumveszteség meghatározható az említettek alapján. Felteszem, hogy egy csőág mentén n darab zárt lift van, továbbá m' darab K emelésű olyan kontraesés, ahol keletkezik statikus vákuumveszteség. Ezen kontraesések közül L darabhoz nem csatlakozik lift. Felteszem továbbá, hogy z darab vízszintes illetőleg kontraeséses csőszakasszal közvetlenül összekötött liftek által kialakított c emelésű nagy lift van a vákuumvezetékben.

Az általam kidolgozott fenti képlet lehetőséget nyújt egy tervezett vákuumrendszer csőágán fellépő teljes statikus vákuumveszteség előzetes meghatározásához, és egy megépített vákuumos szennyvízelvezető rendszer csőága teljes statikus vákuumveszteségének az ún. nyílt árkos bemérés alapján történő precíz meghatározásához.

4.1.2 Következtetések

Az eddig ismertetettek alapján az alábbi következtetéseket lehet levonni:
-Csak nyitott liftekből, ellenesés nélkül megépített rendszerben statikus állapotban nincs különbség a gépház vákuumtartályának nyomása és az ágvég nyomása között.
-Ha túl kicsi a távolság két lift között és abban nincs elegendő esés, akkor a két lift egyben fog egy nagy liftként dolgozni, és a statikus nyomásesés nagyobb lesz ezen a csőszakaszon, mint olyan esetben, ha korrekt távolság van tartva két lift között. A két lift közötti szakasz megtöltődik egy időre, ha szennyvízdugó érkezik, de a vízmennyiség egy része visszaesik növelve a mögötte lévő vízdugó térfogatát, és előbb utóbb az egész csőszakasz egybe feltöltődik egy nagy liftet kialakítva.
-Egyenlő oldalú fűrészfogas csőprofil, illetőleg „fordított lift" (Fordított liftről beszélünk, ha a liftben az emelkedő csőszakasz vízszintessel bezárt hajlásszöge kisebb, mint a lejtéssel fektetett csővezeték vízszintessel bezárt hajlásszöge) kialakítása esetén a csőben lévő levegő/víz arány eltolódik a víz javára, ezáltal a hosszú vízdugók kialakulásának veszélye nagyobb. A nagyobb tömegű vízdugók gyorsítása nehezebb, kiülepedés és nagyobb tartózkodási idő veszélyével illetőleg nagyobb statikus vákuumveszteséggel kell számolni.

4.1.3 Hidrosztatikai mérés a vákuumos folyadékszállító tanpályán

A Temesvári Műszaki Egyetemen általam tervezett és megépített félüzemi vákuumos szennyvízelvezető kísérleti tanpályán végeztem a rendszer fajlagos energiafelhasználására és hidrosztatikájára vonatkozó méréseket különböző levegő/víz beállítások és vákuumtartályban tartott nyomásértékek mellett. A 4.3 fejezet foglalkozik részletesen a témával. Mindazonáltal a hidrosztatikai mérések egyikét ebben a fejezetben ismertetem, mert logikailag ide tartozik.

Már esett szó róla, hogy ha a rendszert túl kicsi levegő/víz aránnyal üzemeltetik, akkor az könnyen „elvizesedéshez", ún. vízdugósodáshoz vezethet. Ezúton hangsúlyozom, hogy ez az állapot az általam 100 %-os töltöttségű állapotnak elnevezett rendszer töltöttséget meghaladja. Ilyen esetekben a vákuumtartály és a csőág vége között a statikus vákuumveszteség megnő. Ha a statikus vákuumveszteség olyan mértékű, hogy a csőág végi gyűjtőaknában lévő vákuumszelepnél a nyomás nagyobb, mint 75 kPa, akkor a vákuumszelep már nem tud kinyitni, ami a rendszer üzemének megszűnését jelenti.

Az alábbi képsorozatot a temesvári tanpályán készítettem egy olyan állapotban, amikor jelentős mértékű statikus vákuumveszteséget mértem a rendszeren a kisebb, mint 1.13-as levegő/víz aránynak köszönhetően, amit a vákuumszelepen található állítócsavar állításával értem el. A gyűjtőaknába való visszacirkulálását a víznek felfüggesztettem a mérések elvégzésének idejére, hogy ne történjen ez idő alatt vákuumszelep nyitás, azaz minden változatlan állapotban maradjon. A 24.-27. ábrákon láthatók a rendszerről készített kép és a három vákuum manométeren mérhető aktuális nyomásértékek.

24. ábra: Kis levegő/víz arány következtében elvizesedett („elvízdugósodott”) vákuumos folyadékgyűjtő rendszer (Temesvári Műszaki Egyetem tanpályája)

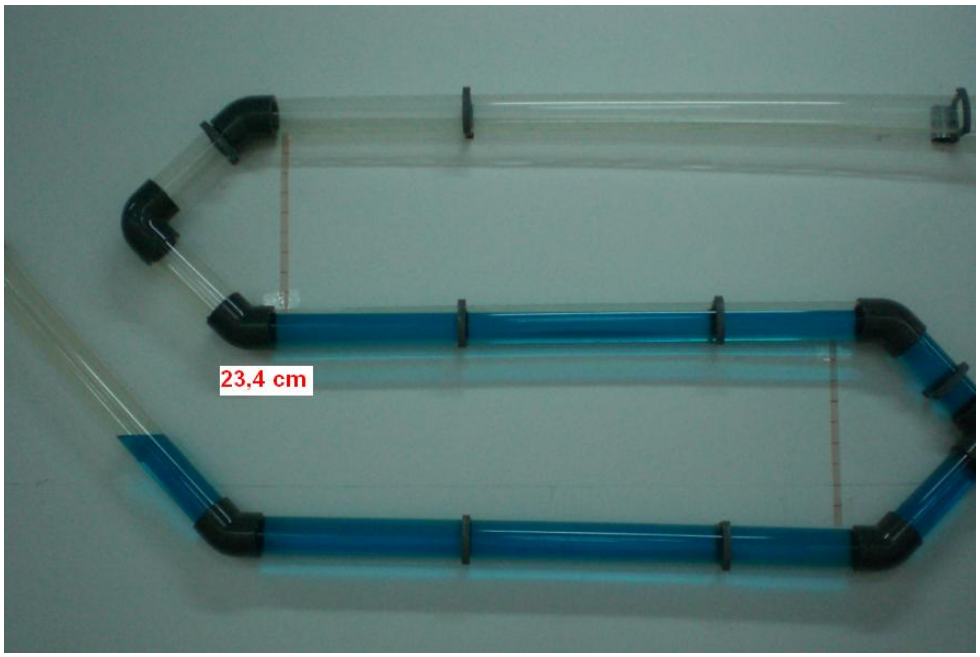
25. ábra: A vákuumtartályon lévő vákuum manométeren jelzett nyomás 0.34 bar abs.

26. ábra: Az 1. vákuum manométeren (csőág vége) jelzett nyomás 0.67 bar abs.

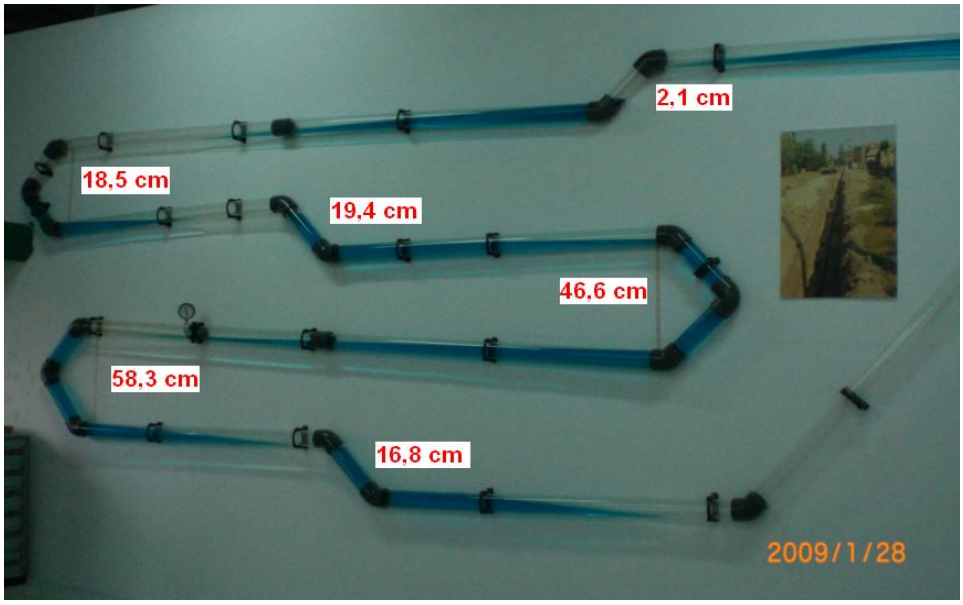
27. ábra: A tanpálya 2. vákuum manométerén jelzett nyomás 0.45 bar abs.

Látható, hogy a vákuumtartályban 66%-os (34 kPa a), az ágvégi (1. számú) manométeren 33%-os (67 kPa a) és a közbenső (2. számú) manométeren 55%-os (45 kPa a) vákuumértékeket mértem.

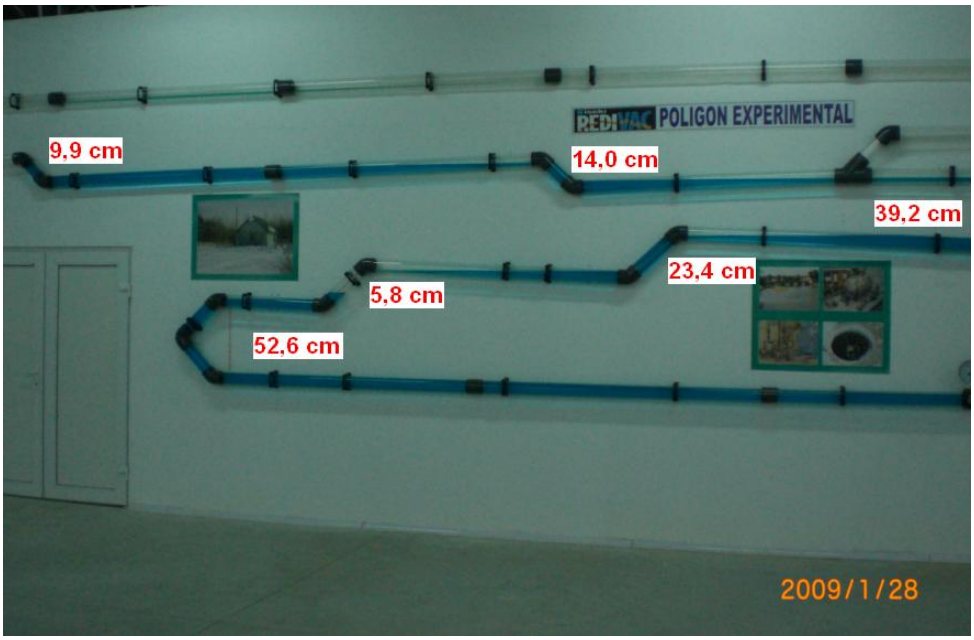
A következő ábrákon látható, hogy vízoszlop mm-ekben kifejezve mennyi az egyes lifteken illetőleg lift kombinációkon keletkező statikus vákuumveszteség.



28. ábra: A tanpálya vákuumtartályhoz közeli részén keletkezett vízdugó és az általa okozott statikus vákuumveszteség



29. ábra: A tanpálya vákuumtartálytól távoli végén keletkezett vízdugók és az általuk okozott statikus vákuumveszteség



30. ábra: A tanpálya középső részén keletkezett vízdugók és az általuk okozott statikus vákuumveszteség

Az egyes lifteken és liftkombinációkon keletkező vízoszlop milliméterben kifejezett statikus vákuumveszteségeket összeadom, és a rész illetőleg végeredményt összevetem a vákuum manométereken mért nyomásértékekkel:

0.234 + 0.021 + 0.185 + 0.194 + 0.466 = 1.10 vízoszlop m = 110 kPa

1.10 + 0.583 + 0.168 + 0.099 + 0.14 + 0.392 + 0.234 + 0.058 + 0.526 = 3.30 vízoszlop m = 330 kPa

A vákuumtartály manométere és a(z)
-2-es számú manométer között 110 kPa nyomáskülönbség van,
-ágvég manométere között 330 kPa nyomáskülönbség van.

A mérési eredmények alátámasztják, hogy a csőhossz menti teljes statikus vákuumveszteség a csőben lévő liftekben és lift kombinációkban lévő vízdugók összes emelőmagasságával arányos.

4.1.4 Számítási példa egy vákuumcsövön keletkező teljes statikus vákuumveszteségre

A világ legnagyobb (Ománi Szultánság, 215 km vákuumos csővezeték) vákuumos szennyvízelvezető rendszerének csővezeték hossz-szelvényeit megterveztem. A rendszer 7-14-1-es számú ágán (mellékletben látható a tervrajz) keletkező teljes statikus vákuumveszteséget az alábbiakban meghatározom a kidolgozott (7) összefüggés segítségével.

A csőág mentén mindössze három liften (n = 3) keletkezik statikus vákuumveszteség, tekintve, hogy a többi liftet nyitottra terveztem. A három zárt lift az L9+8, L9+7 és az L9+1 jelű. Ez a csőág teljes hosszában DN 125 mm-es SDR 13.3-as fokozatú KPE csőből készül, tehát a cső falának vastagsága 9.4 mm és a belső csőátmérő 106.2 mm.

Az alábbi adatok olvashatóak le a hossz-szelvény tervrajzáról:
L9+8 lift esetén
$e_1 = 0.30$ m
távolság az előző (vákuumgépháztól távolabbi) lifttől = 114 m
$v'_1 = 0.60$ m
ezért $\alpha'_1 = 0.302°$

L9+7 lift esetén
$e_2 = 0.30$ m
távolság az előző (vákuumgépháztól távolabbi) lifttől = 86.1m
$v'_2 = 0.18$ m
ezért $\alpha'_2 = 0.120°$

L9+1 lift esetén
$e_3 = 0.30$ m
távolság az előző (vákuumgépháztól távolabbi) törésponttól = 60 m
$v'_3 = 0.33$ m
ezért $\alpha'_3 = 0.315°$

$$\sum \Delta p_{stat} =$$

$$= \rho \cdot g \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{n} \left[\cos(45 + \alpha'_i) \cdot \sqrt{2} \cdot (e_i - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin(\alpha'_i) \right] + \sum_{j=1}^{m'} K_j - L \cdot d + \sum_{k=1}^{z} c_k \right\} =$$

$$= \rho \cdot g \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{3} \left[\cos(45 + \alpha'_i) \cdot \sqrt{2} \cdot (e_i - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin(\alpha'_i) \right] \right\} = 1000 \cdot 9.81 \cdot$$

$$\cdot (0.1919842 + 0.1930716 + 0.1919033) = 5659.97$$

A számítás szerint tehát a 4-14-1-es csőág maximális statikus vákuumvesztesége 5659.97 Pa.

4.1.5 Összefoglalás

Vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben a csőhossz menti statikus vákuumveszteség alapvetően a csőben levő liftekben és kontraesésekben összegyűlt szennyvízdugók emelőmagasságával és számával arányos, de mint vizsgálódásaim során kimutattam, annak tényleges értékét a rendszer sajátosságaiból fakadóan ezek egymásutánisága is nagyban befolyásolhatja. Látható, hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek helyes tervezése és kivitelezése a rendszer üzembiztonsága szempontjából, ez okból kifolyólag is meghatározó jelentőségű. Az itt kimunkált összefüggések ismeretében kijelenthető, hogy nyugalmi időszakban, tehát amikor nincs szelepnyitás illetőleg szennyvízszállítás a rendszerben, 100%-os rendszer töltöttség esetén az egyes vákuumvezetékek vákuumgépháztól legtávolabbi szelepaknáinál fellépő vákuumértékek a (3-7) számú képletekben leírtak alapján meghatározható módon alakulnak.

4.2 Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek csővezeték hálózatának evakuálása egy fázis (levegő) jelenléte esetén

Ezúton utalok a korábbiakban ismertetettekre különös tekintettel „a rendszer működése", „a rendszer hidromechanikája" és a szakirodalmi áttekintést követő „a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkítása " című fejezetekre.

Ebben a fejezetben először a koncentrált paraméterű, tehát adott időpillanatban az állapotjelzőket a tér minden pontjában azonosnak tekintő modellt mutatom be egy vákuumrendszer esetén. A koncentrált paraméterű modellen alapuló számítási eredményeket összevetem egy vákuumszivattyúból és tartályból, illetőleg egy vákuumszivattyúból, tartályból és a tartályhoz kapcsolódó hosszú csővezetékből álló vákuumrendszeren tapasztalt mérési eredményekkel.
A fejezetben bemutatom továbbá az osztott paraméterű, tehát adott időpillanatban az állapotjelzők (nyomás, sűrűség, sebesség) helytől való függését is feltételező modellt. A vákuumozás során az összenyomható közeg (levegő) csőben kialakuló instacionárius, nem adiabatikus, egydimenziós áramlását leíró parciális differenciálegyenletek megoldására a karakterisztikák módszere néven ismert numerikus módszert alkalmazom. Alkalmazom továbbá a csőhálózatokban kialakuló gázáramlások számítására alkalmassá tett interpolációs rácsmódszert. A megteremtett elméleti alapok lehetőséget nyújtanak egy, a csővezetékek légritkítását számolni képes szoftver kidolgozására.

4.2.1 Vákuumrendszer leszívásának koncentrált paraméterű modellezése

Jelen fejezetben egy vákuumrendszer légritkítási folyamatát termodinamikailag modellezem. Az instacionárius evakuálási folyamat termodinamikai modelljét felállítom izotermikus és általános hőcserével kísért esetre is. A vákuumrendszer állhat egy vákuumszivattyúból és egy tartályból, illetőleg állhat egy vákuumszivattyúból, tartályból és a tartályhoz kapcsolódó hosszú csővezetékből is. A koncentrált paraméterű modellen alapuló számítási eredményeket összevetem mindkét felépítésű vákuumrendszeren tapasztalt mérési eredményekkel. Általános esetben a vákuumozást leíró differenciálegyenlet-rendszer csak numerikusan oldható meg, ezért ehhez a Mathcad szoftvert használtam.

A mártélyi, röszkei és alattyáni vákuumos szennyvízelvezető rendszeren általam mért leszívási időértékeket összevetem a termodinamikai modellen alapuló számítási eredményekkel.

4.2.1.1 Vákuumrendszer evakuálása izotermikus állapotváltozás esetén

A vákuumrendszer egy olyan V térfogatú térnek tekinthető, amelyben lévő gáz állapotjelzői a következők: p a tartályban és a csőben lévő gáz nyomása, T a tartályban és a csőben lévő gáz hőmérséklete, q_v a vákuumszivattyú által elszívott térfogatáram. A következőkben feltételezem, hogy a rendszer tökéletesen tömített, külső levegő nem juthat be a vákuumrendszer terébe.

Ha a vákuumrendszerben lévő levegő hőmérséklete a vákuumozás során állandónak tekinthető, továbbá a vákuumszivattyú által elszívott gáz térfogatárama is állandó, a vákuumrendszerben lévő gáz kezdeti p_0 nyomásának egy tetszőleges p nyomásra való csökkentéséhez szükséges időtartam meghatározható.

A vákuumrendszerben lévő gáz állapotjelzői közötti kapcsolat az általános gáztörvénnyel írható le:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \tag{8}$$

Kezdetben (t=0) időpillanatban a rendszerben p_0 nyomású, T_0 hőmérsékletű, V_0 térfogatú gáz van, amelynek m_0 tömege (8)-ből kiszámítható:

$$m_0 = \frac{p_0 \cdot V_0}{R \cdot T_0} \tag{9}$$

Bekapcsolva és q_v állandó térfogatáram szállítása mellett működtetve a vákuumszivattyút, a rendszerben lévő gáz tömege, nyomása és sűrűsége is csökken. A tömeg csökkenését az:

$$m(t) = m_0 - \int_{t=0}^{t} q_v \cdot \rho(t) \cdot dt$$

egyenlet írja le, amelyet differenciálva a következő összefüggés adódik:

$$\frac{dm}{dt} = q_v \cdot \rho(t)\,. \tag{10}$$

A korábbiakban feltételeztem, hogy $T=T_0$=állandó, és $V=V_0$=állandó, ezért egy tetszőleges időpillanatban a vákuumrendszerben lévő gáz tömege a gáztörvény felhasználásával a következő módon számítható ki:

$$m(t) = \frac{p(t) \cdot V_0}{R \cdot T_0}\,. \tag{11}$$

A sűrűség időbeli változása pedig:

$$\rho(t) = \frac{m(t)}{V_0}\,. \tag{12}$$

Differenciálva (11)-et a következő adódik:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V_0}{R \cdot T_0} \cdot \frac{dp}{dt}\,. \tag{13}$$

(11), (12) és (13) kifejezést (10)-be behelyettesítve egy szétválasztható típusú differenciálegyenlet adódik:

$$\frac{V_0}{R \cdot T_0} \cdot \frac{dp}{dt} = -q_v \cdot \frac{p(t)}{V_0} \cdot \frac{V_0}{R \cdot T_0}\,. \tag{14}$$

Elvégezve az egyszerűsítéseket és p(t)-re megoldva az egyenletet a következő az eredmény:

$$p(t) = p_0 \cdot \exp\left[-\frac{q_v}{V_0} \cdot t\right], \tag{15}$$

amelyből a vákuumozás időszükséglete meghatározható:

$$t = \frac{V_0}{q_v} \cdot \ln\frac{p_0}{p}\,. \tag{15a}$$

Ez az összefüggés a vákuumtechnikai szakirodalomban koncentrált paraméterű **tartályleürítési képlet**ként ismeretes (FARAGALLAH 1988) (DANIELSON 2004).

4.2.1.2 Vákuumrendszer evakuálási folyamata általános esetben

A vákuumozás nem minden esetben tekinthető izotermikus folyamatnak. A vákuumszivattyúból, tartályból és csőből álló – nyitott, instacionárius – termodinamikai rendszerre (TR) a termodinamika I. főtétele

$$dQ + dW' - dm_{ki} \cdot \left(h_{ki} + \frac{v_{ki}^2}{2} \right) = dU \tag{16}$$

alakban írható fel, ahol:

$$dQ = -k \cdot A \cdot \left(T - T_{kö} \right) dt \tag{17}$$

a TR-rel dt idő alatt közölt hő, amely a tartály és a cső belső felületén érkezik a termodinamikai rendszerbe. A (17) képletben k a belső felületre vonatkozó hőátbocsátási tényező, A a TR belső felülete, $T_{kö}$ a TR–t körülvevő környezet (talaj, levegő stb.) hőmérséklete.

A k hőátbocsátási tényező földbe fektetett csövek esetén a

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_{bcső}} + \frac{d_{bcső}}{2 \cdot \lambda'_{cső}} \cdot \ln \frac{d_{kcső}}{d_{bcső}} \right]^{-1} \tag{17a}$$

összefüggésből, szabadban álló tartályköpenyre a

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_b} + \frac{d_{btartály}}{2 \cdot \lambda'_{tartály}} \cdot \ln \frac{d_{ktartály}}{d_{btartály}} + \frac{d_{btartály}}{d_{ktartály} \cdot \alpha_k} \right]^{-1}, \tag{17b}$$

a tartály megközelítően sík fenékrészére pedig a

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_b} + \frac{d_{ktartály} - d_{btartály}}{2 \cdot \lambda'_{tartály}} \cdot + \frac{1}{\alpha_k} \right]^{-1} \tag{17c}$$

összefüggésből számítható ki (IMRE 1992). (A tartály falvastagsága állandó). Az előző képletekben:

k	a hőátbocsátási tényező,
$d_{bcső}$	a cső belső átmérője,
$d_{kcső}$	a cső külső átmérője,
$\alpha_{bcső}$	a cső belső felületére vonatkozó hőátadási tényező,
$\lambda'_{cső}$	a csőfal hővezetési tényezője,
$d_{btartály}$	a vákuumtartály belső átmérője,
$d_{ktartály}$	a vákuumtartály külső átmérője,
α_b	a vákuumtartály belső felületére vonatkozó hőátadási tényező,
α_k	a vákuumtartály külső felületére vonatkozó hőátadási tényező,
$\lambda'_{tartály}$	a vákuumtartály falának hővezetési tényezője.

A (16) egyenletben lévő további mennyiségek jelentése a következő:

$dW' = -p \cdot dV$	a térfogatváltozási munka esetünkben zérus, tekintve hogy V = áll. ,
$dU = d(m \cdot u)$	a rendszer belső energiájának megváltozása,
$h_{ki} = c_p \cdot T_{ki}$	a rendszerből kilépő gáz fajlagos entalpiája,
$u = c_v \cdot T$	a rendszerben lévő gáz fajlagos belső energiája,
v_{ki}	a tartályból kilépő gáz áramlásának sebessége,
dm_{ki}	a rendszerből távozó gáz tömege,
c_p	az állandó nyomáson értelmezett fajhő,
c_v	az állandó térfogaton értelmezett fajhő.

Az első főtétel tehát azt fejezi ki, hogy a TR termodinamikai rendszer belső energiájának megváltozását az oda szállított illetve onnan elvezetett energia, és a térben lévő közeggel közölt térfogatváltozási munka és hőenergia okozza. A TR-ben lévő gáz m tömege a (8) általános gáztörvényből meghatározható.

Értelmezésem szerint a TR belsejében a sebesség zérus, a rendszerben lévő gáz h fajlagos entalpiája és a vákuumszivattyú tartályhoz csatlakozó vezetékében a v_{ki} kilépő sebesség és a h_{ki} entalpia között a következő kapcsolat van (LAJOS 2004):

$$h = h_{ki} + \frac{v_{ki}^2}{2} . \tag{18}$$

(8)-at behelyettesítve a belső energia megváltozását leíró $dU = d(m \cdot u)$ összefüggésbe átalakítás után a következő adódik:

$$dU = d\left[\frac{p \cdot V}{R \cdot T} \cdot c_v \cdot T\right] = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V \cdot dp . \tag{19}$$

Itt $\kappa = c_p/c_v$, adiabatikus kitevő.
A rendszerből dt idő alatt távozó energia:

$$dm_{ki} \cdot h = -dm \cdot c_p \cdot T . \tag{20}$$

(19) és (20) egyenleteket (16)-ba behelyettesítve rendezés után adódik a következő képlet:

$$0 = V \cdot dp - dm \cdot c_p \cdot (\kappa - 1) \cdot T + k \cdot A \cdot (T - T_{kö}) \cdot dt \cdot (\kappa - 1). \tag{21}$$

Rendezés és dt-vel való osztás után:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa \cdot p}{m} \cdot \frac{dm}{dt} - \frac{k \cdot A \cdot (\kappa - 1)}{V} \cdot (T - T_{kö}). \tag{22}$$

A levegő eltávolítását egy vákuumszivattyú végzi, a szivattyú karakterisztikáját ($q_v(p)$) a gyártó megadja. (A karakterisztika a szívássebességet a szívóoldali nyomás függvényében ábrázoló jelleggörbe (HTE 1969).) A vákuumszivattyú jelleggörbe egyenletének felhasználásával az eltávolított levegő pillanatnyi tömegárama (q_m) kiszámítható. A rendszerből távozó levegő q_v térfogatárama és a rendszerben helyet foglaló gáz tömegének megváltozása (csökkenése) között a következő kapcsolat van:

$$dm = -q_m \cdot dt = -q_v \cdot \rho \cdot dt = -q_v \cdot \frac{m}{V} \cdot dt \tag{23}$$

(22)-be (23) egyenlet behelyettesítése és a kapott kifejezés rendezése után:

$$dp = -\kappa \cdot \frac{p}{V} \cdot q_v \cdot dt - \frac{k \cdot A \cdot (\kappa - 1)}{V} \cdot (T - T_{kö}) \cdot dt . \tag{24}$$

A TR pillanatnyi tömege

$$m(t) = m(t=0) - \int_0^t q_V(t) \cdot \rho(t) \cdot dt \quad . \tag{25}$$

4.2.1.3 Vákuumrendszer evakuálási időszükségletének numerikus számítása általános esetben

A (8), (24), (25) differenciálegyenlet-rendszer csak numerikusan oldható meg. Egy lehetséges numerikus módszer például a diszkretizációs eljárás. A módszer lényege, hogy diszkrét t^k, t^{k+1} stb. időpontokra kerülnek kiszámításra a vákuumrendszerben lévő gáz állapotát jellemző egyes paraméterek.

$$\Delta t = t^{k+1} - t^k \,,$$

$$\Delta p = p^{k+1} - p^k \quad .$$

A t^k, t^{k+1} időpillanatok között lényegében Δt idő telik el, és ez alatt a nyomás dp-vel csökken a vákuumrendszerben. (24)-ből az alábbi következik:

$$p^{k+1} = p^k - \frac{\kappa \cdot p^k}{V} \cdot q_{vki}{}^k \cdot \Delta t - \frac{k \cdot A \cdot (\kappa - 1)}{V} \cdot \left(T^k - T_{kö}{}^k\right) \Delta t \tag{26}$$

Ebből p^{k+1} kifejezhető és kiszámítható. A t^{k+1} időpillanatban a rendszerben lévő gáz tömege

$$m^{k+1} = m^k - q_{vki}{}^k \cdot \frac{m^k}{V} \cdot \Delta t \quad . \tag{27}$$

A V térfogat állandó. A t^{k+1} időpillanatban a vákuumrendszerben uralkodó hőmérséklet a (8) általános gáztörvényből kifejezhető:

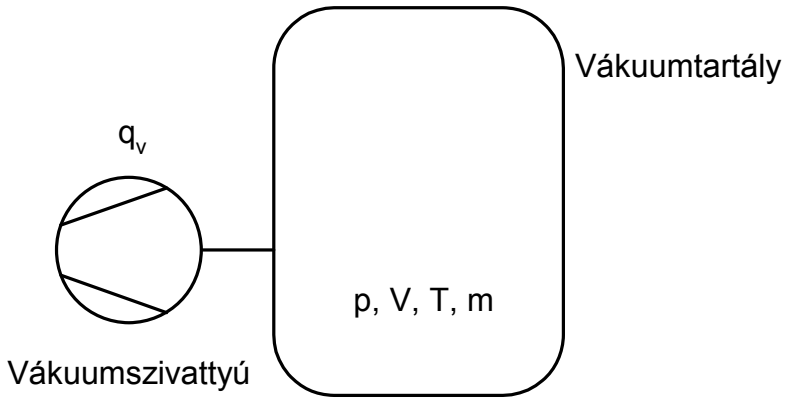
$$T^{k+1} = \frac{p^{k+1} \cdot V}{m^{k+1} \cdot R} \quad . \tag{28}$$

A numerikus lépések a vákuumozási folyamat végén lévő nyomás eléréséig folytatandóak. A számítás pontossága függ a választott Δt finomságától. A programozást és a számításokat MATHCAD szoftverrel készítettem (de más program is használható).

4.2.1.4 A mérési eredmények összevetése a termodinamikai modellen alapuló számítások eredményeivel

Mérések egy vákuumszivattyúból és tartályból álló vákuumrendszeren

A mártélyi vákuumos szennyvízelvezető rendszer vákuumgépházában végeztem méréseket. Az ott lévő vákuumszivattyúból és tartályból álló vákuumrendszer evakuálásának időszükségletét mértem (FÁBRY 2007).



31. ábra: Vákuumszivattyúból és tartályból álló vákuumrendszer

A vákuumrendszer adatai és a mérési eredmény a következők:

p_0 = 1.013 bar abs.	a levákuumozási (légritkítási) folyamat kezdő nyomása,
p = 0.25 bar abs.	a légritkítási folyamat végén a tartályban elért nyomás,
V = 8 m^3	a vákuumtartály térfogata,
D = 1.6 m	a vákuumtartály átmérője,
l = 4 m	a vákuumtartály hossza,
δ = 0.01 m	a vákuumtartály falvastagsága,
A = 24.12 m^2	a vákuumtartály felülete,
q_v = 210 m^3/h	a Nash gyártmányú folyadékgyűrűs vákuumszivattyú térfogatárama (ez a mérés során előforduló nyomástartományban állandó),
$t_{mért}$ = 181 s	a tartályban a 0.25 bar abs. nyomás eléréséhez szükséges idő.

A mérések szerint a leszívás időszükséglete 181 sec, tehát ennyi időre van szükség ahhoz, hogy a tartályban 0.25 bar abs. nyomás legyen.

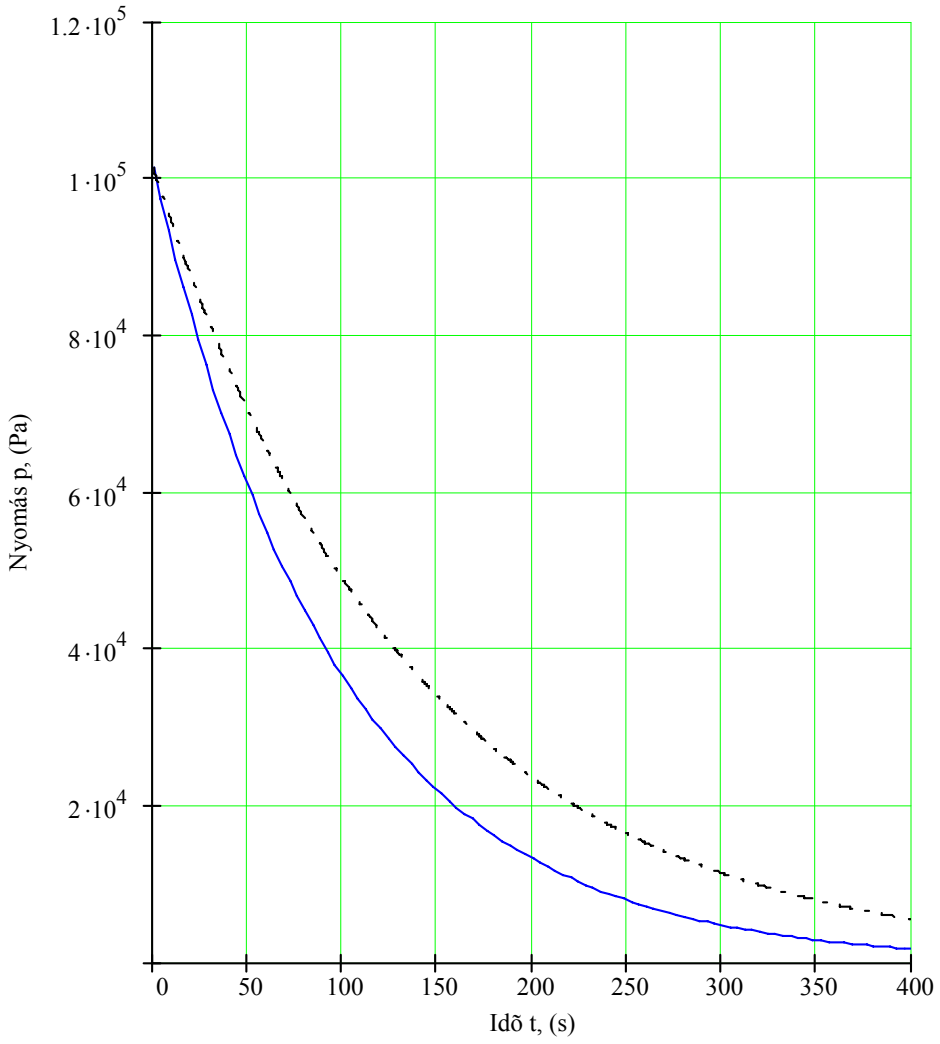
A mérési eredményeket összevetem a (15a) összefüggéssel számított, azaz izotermikus változás esetén érvényes koncentrált paraméterű tartályleürítési képlet eredményével. A számítást a méréssel egyező paraméterekkel (kezdeti- és végnyomás, tartálytérfogat és vákuumszivattyú szívássebesség) végezve

$t_{izoterm}$ = 183.5 sec

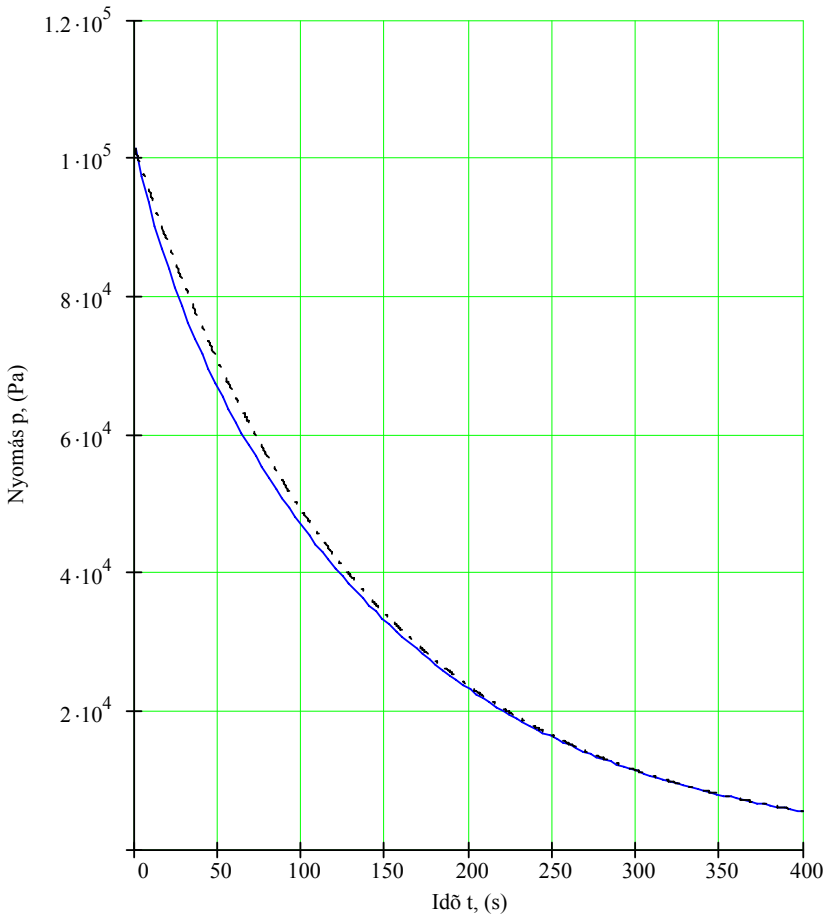
adódik.

A 32. ábrán látható a légritkítás folyamata izotermikus és adiabatikus esetben.

A valóságban a tartályban lévő gáz az evakuálás során lehűl, tehát a folyamat nem izotermikus. A szigeteletlen acél tartály k=2.5 és k=10 W/(m^2K) közötti hőátbocsátási tényezővel jellemezhető. Az általános esetre vonatkozó számításokhoz k=10 W/(m^2K) értéket vettem fel, és a folyamatot a 33. ábra szemlélteti.



32. ábra: A mártélyi vákuumrendszer légritkításának számolt időbeli lefolyása izotermikus (szaggatott fekete vonal) és adiabatikus (folytonos kék vonal) esetben



33. ábra: A mártélyi vákuumrendszer evakuálásának számolt időbeli lefolyása izotermikus (szaggatott fekete vonal) esetben és k = 10 W/m^{2}K hőátbocsátási tényező esetén (folytonos kék vonal)

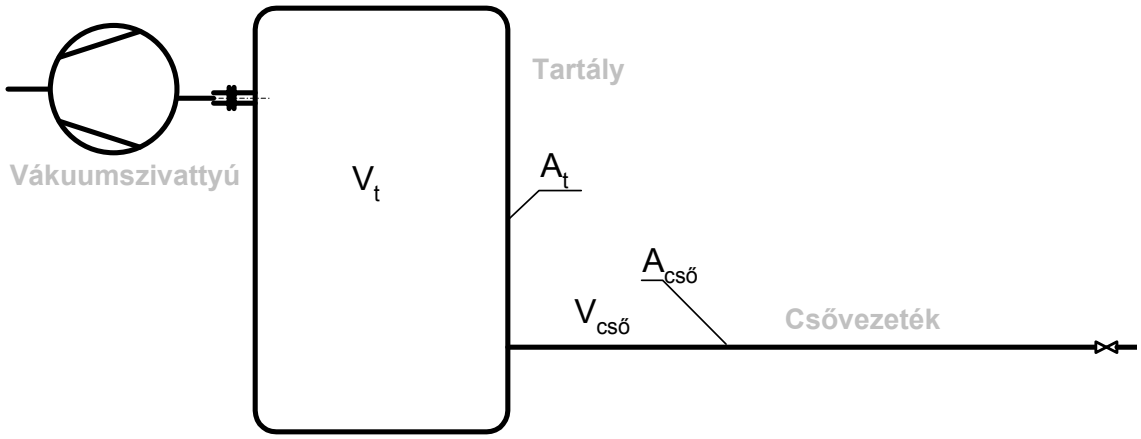
Látható, hogy az evakuálás időszükséglete mindhárom esetben megközelítőleg azonos, azonban a folyamat időbeli lefolyása eltérő.

Megállapítható, hogy egy vákuumszivattyúból és tartályból álló vákuumrendszer esetén az izotermikus esetre levezetett módszer, és az általánosított esetre kimunkált differenciálegyenlet-rendszer megoldásán alapuló numerikus módszer segítségével számított evakuálási időszükséglet eredmények is jól közelítik a valóságos (mért) vákuumozási folyamatot.

A vizsgálataimat kiterjesztettem arra az esetre is, amikor a tartályhoz még egy hosszú csővezeték is csatlakozik.

Mérések egy vákuumszivattyúból, tartályból és hosszú csővezetékből álló vákuumrendszeren

A röszkei és az alattyáni vákuumos szennyvízelvezető rendszeren végeztem vákuumrendszer leszívási méréseket. Az ott lévő vákuumszivattyúból, tartályból és a tartályhoz csatlakozó csővezetékből álló vákuumrendszerek evakuálásának időszükségletét mértem.



34. ábra: Vákuumszivattyúból, tartályból és csővezetékből álló vákuumrendszer

Röszkén a nyomásmérő műszer és adattároló a leszívási folyamat alatt rögzítette az aktuális nyomásértékeket az 1790 m hosszú csővezeték vákuumtartálytól távoli végén. A vákuumrendszer adatai és a mérési eredmény a következők:

p_0 = 1.013 bar abs.	a vákuumozási folyamat kezdő nyomása,
p = 0.3 bar abs.	a vákuumozási folyamat végén a mérési ponton elért abszolút nyomás,
V = 24 m^3	a vákuumtartály térfogata,
$A_{tartály}$ = 50.6 m^2	a vákuumtartály belső felülete,
l = 1790 m	a d = 160 mm átmérőjű SDR 17-es polietilén cső hossza,
$V_{cső}$ = 28 m^3	a csővezeték térfogata,
$A_{cső}$ = 899 m^2	a csővezeték belső felülete,
q_v = 700 m^3/h	a Nash folyadékgyűrűs vákuumszivattyú térfogatárama (a mérés során előforduló nyomástartományban állandó),
$t_{mért}$ = 558 s	a mérési ponton a 0.3 bar abszolút nyomás eléréséhez szükséges idő.

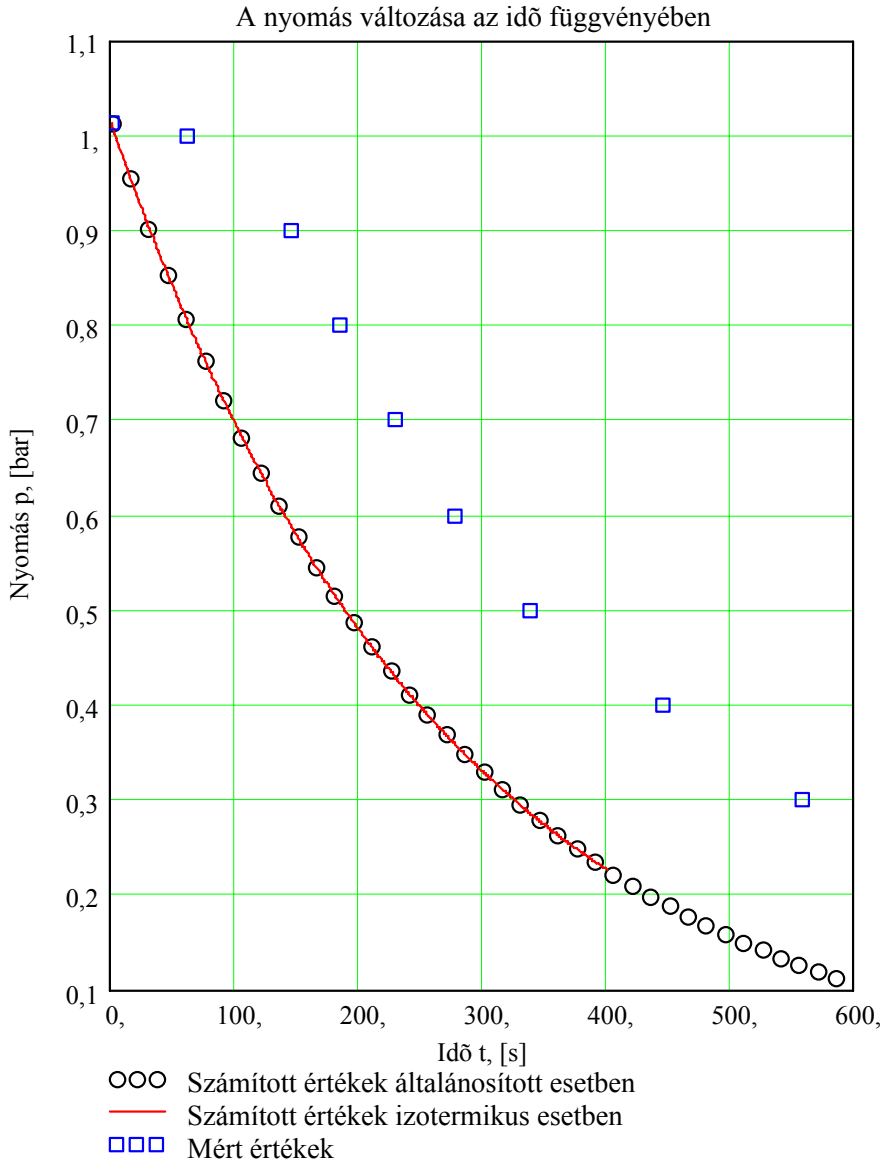
A mérések szerint a vákuumozás időszükséglete 558 s, tehát ennyi időre van szükség ahhoz, hogy a tartálytól 1790 m-re 0.3 bar abs. nyomás legyen.
A mérési eredményeket összevetem a (15a) összefüggéssel számított, azaz izotermikus változás esetén érvényes tartályürítési képlet eredményével. A számítást a méréssel egyező paraméterekkel, (kezdeti- és végnyomás, tartálytérfogat és csővezeték térfogat, vákuumszivattyú szívássebesség) végezve

$t_{izoterm}$ = 325.5 sec

adódik.
A vákuumrendszer nagy felülete miatt a diszkretizációs numerikus módszeren alapuló szimuláció közel izotermikus állapotváltozást mutatott abban az esetben, ha a vákuumrendszer és annak környezete között végbemenő hőcsere $k \geq 1 W/(m^2K)$

hőátbocsátási tényezővel jellemezhető. A vákuumrendszer felületét legnagyobb mértékben a cső teszi ki. A hőátbocsátási tényező értéke földbe fektetett KPE cső esetén 6-10 W/(m^{2}K) értékek között van. Természetesen az evakuálási időtartam ekkor is az izotermikus tartályürítési idővel megközelítően azonos értékű lesz.

A 35. ábrán láthatjuk az egyes esetekben (izotermikus és általánosított) és a mérési adatok szerint lezajlott evakuálási folyamatot, tehát a vákuumozási folyamat alatt a nyomás változását az idő függvényében. Általánosított esetben k=10 W/(m^{2}K) hőátbocsátási tényező értékkel számoltam.

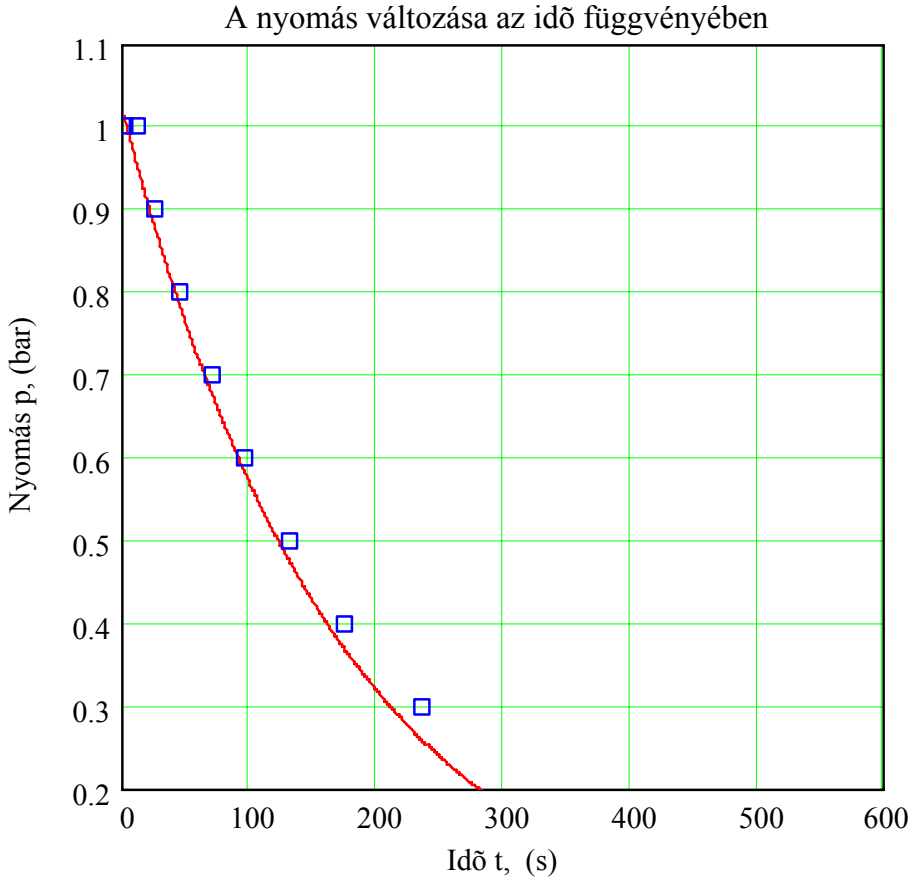


35. ábra: A röszkei vákuumos szennyvízelvezető rendszer légritkítási folyamata során a nyomás változása az idő függvényében (kék négyzetek: mért értékek; fekete körök: számolt folyamat, általános hőcsere; piros vonal: számolt folyamat, izotermikus eset)

Az alattyáni vákuumos szennyvízelvezető rendszeren végzett mérések a következők voltak. A nyomásmérő műszer a vákuumozás alatt mérte és rögzítette az aktuális nyomásértékeket a 625 m hosszú csővezeték tartálytól távoli végén. A vákuumrendszer adatai és a mérési eredmény a következők:

p_0 = 1.013 bar abs.	a vákuumozási folyamat kezdő nyomása, p = 0.3 bar a vákuumozási folyamat végén a mérési ponton elért abszolút nyomás,
V = 8.5 m^3	a vákuumtartály térfogata,
l = 625 m	a d = 100 mm belső átmérőjű polietilén cső hossza,
$V_{cső}$ = 4.9 m^3	a csővezeték térfogata,
q_v = 280 m^3/h	a Nash Vectra XL45 típusú folyadékgyűrűs vákuumszivattyú térfogatárama (ez a mérés során előforduló nyomástartományban állandó),
$t_{mért}$ = 235 s	a mérési ponton a 0,3 bar abszolút nyomás eléréséhez szükséges idő.

A mérések szerint a vákuumozás időszükséglete 235 s, tehát ennyi időre van szükség ahhoz, hogy a tartálytól 625 m-re elérjük a 0.3 bar absz. nyomást.



36. ábra: Az alattyáni vákuumos szennyvízelvezető rendszer légritkítási folyamata során a nyomás változása az idő függvényében (kék négyzetek: mért értékek; piros vonal: számolt folyamat az izotermikus tartályleürítési összefüggés szerint)

A mérési eredményeket az előzőekhez hasonló módon az (15a) összefüggéssel számított, azaz izotermikus változás esetén érvényes tartályürítési képlet eredményével összevetem. A számítást a méréssel egyező paraméterekkel, (kezdeti- és végnyomás, tartálytérfogat és csővezeték térfogat, vákuumszivattyú szívássebesség) végezve

$$t_{izoterm} = 207 \text{ sec}$$

adódik. Az eredményeket szemlélteti a 36. ábra. Látható, hogy a számított és a mért értékek között jóval kisebb az eltérés annál, mint amekkora eltérést a röszkei vákuumos szennyvízelvezető rendszeren mért eredményeknél tapasztaltam. A kisebb arányú eltérést a jóval rövidebb csőhosszúság (625m az 1790 m-rel szemben) magyarázza.

4.2.1.5 Összefoglalás

Megállapítható, hogy egy vákuumrendszer (ami állhat akár egy vákuumszivattyúból és tartályból, vagy akár egy további csővezetékből) evakuálási időtartamának számítása az izotermikus esetre levezetett módszer (koncentrált paraméterű tartályleürítési összefüggés), és az általánosított esetre kimunkált, differenciálegyenlet-rendszer megoldásán alapuló numerikus módszer segítségével pontatlanul közelítik a valóságos (mért) vákuumozási

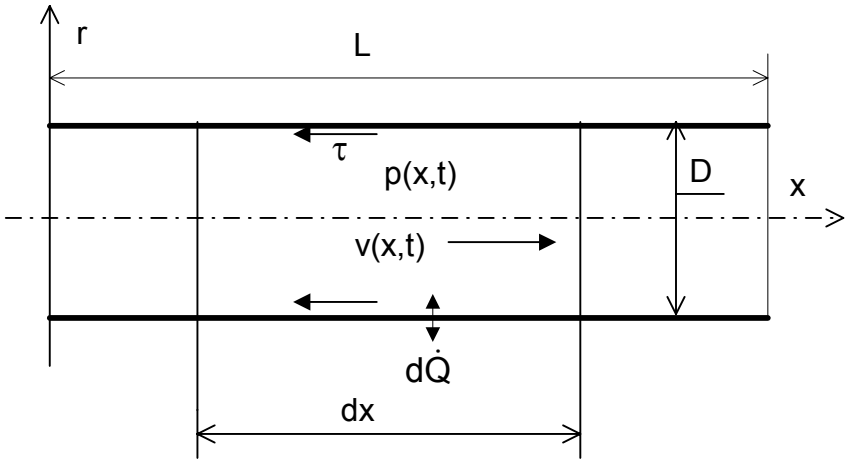
folyamatot. A valóságban akár 71%-kal is nagyobb lehet az evakuálási időtartam a számolt értéknél.
A vizsgálatokból megállapítható, hogy olyan terek vákuumozásának koncentrált paraméterű modellezése, melyek szerteágazóak és térben nagy kiterjedésűek (az egyszerűség kedvéért ezeket úgy nevezem, hogy tartályalaktól nagyban eltérő térfogatok), nem vizsgálható a jelen fejezetben kimunkált koncentrált paraméterű, tehát adott időpillanatban az állapotjelzőket a tér minden pontjában azonosnak tekintő modell segítségével, mert az pontatlan eredményekhez vezet. Osztott paraméterű, tehát adott időpillanatban az állapotjelzők helytől való függését is feltételező modell alkalmazása indokolt.

4.2.2 Vákuumrendszer leszívásának osztott paraméterű modellezése

Korábbiakban világossá vált, hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek evakuálási folyamata pontosan nem modellezhető koncentrált paraméterű modellel (FÁBRY, BARÓTFI 2007). Jelen fejezetben egy csővezeték légritkítási folyamatát osztott paraméterű, tehát az állapotjelzők időtől és helytől egyaránt való függését feltételező modellel szimulálom. Az összenyomható közeg csőben való instacionárius, nem adiabatikus áramlását leíró parciális differenciálegyenletek megoldására a karakterisztikák módszere néven ismert numerikus módszer és az interpolációs rácsmódszert hívom segítségül.

4.2.2.1 Összenyomható közeg csőben való instacionárius áramlását leíró differenciálegyenletek

A következőkben feltételezem, hogy a csőben a gázáramlás egydimenziós, a gázrészecskék között nincs súrlódás, viszont a cső érdes, a λ csősúrlódási tényező ismert és állandó, továbbá a csőszakasz vízszintes és állandó d átmérőjű. A csőszakaszt a hozzá kapcsolt koordináta rendszerrel a 37. ábra szemlélteti.



37. ábra: Csőszakasz a hozzá kapcsolt koordináta rendszerrel az egydimenziós gázáramlás szemléltetésére

A csőben kialakuló egydimenziós gázáramlás a mozgásegyenletből, a kontinuitási egyenletből és az energiaegyenletből álló egyenletrendszerrel írható le.

A mozgásegyenletet a

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda\, v\,|v|}{2\,d} = 0 \tag{29}$$

a kontinuitási egyenletet a

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + v\frac{\partial \rho}{\partial x}\right] = 0 \quad , \tag{30}$$

az energiaegyenletet pedig a

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v\frac{\partial p}{\partial x} - a^2\left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + v\frac{\partial \rho}{\partial x}\right] - (\kappa - 1)\left[\rho \cdot \frac{\lambda v^2|v|}{2D} - \alpha \cdot \frac{4}{d}\left(\frac{p}{R \cdot \rho} - T_{cső}\right)\right] = 0 \tag{31}$$

összefüggés írja le (SEIFERT 1962).

A képletekben szereplő κ izentropikus kitevő és az R gázállandó az állandó nyomáson (c_p) és az állandó térfogaton (c_v) értelmezett fajhőkből számítható, az a hangsebesség pedig a p nyomásból és a ρ sűrűségből meghatározható (SCHREIER 1982) (ZOEBL, KRUSIK 1986) (SZLIVKA 1996).

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \tag{32}$$

$$R = c_p - c_v \tag{32a}$$

$$a = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} \tag{33}$$

A három parciális differenciálegyenletből álló egyenletrendszer az ún. hiperbolikus típusú, kvázilineáris parciális differenciálegyenletek osztályába tartozik, amely a karakterisztikák módszerével oldható meg (SZABÓ 1985). A kvázilinearitás jellemzője, hogy a parciális deriváltak együtthatói a keresett v, p, ρ változóknak is függvényei.

4.2.2.2 Az egyenletrendszer megoldása a karakterisztikák módszerével

Ludwig Prandtl és Adolf Busemann alkalmazták először a karakterisztikák módszerét (1929-ben Németországban) különböző áramlások vizsgálatára. Korábbi írásomban ismertettem a módszert (FÁBRY 2007). Megjegyzem, hogy az egyes fizikai folyamatokat jellemző parciális differenciálegyenletek három típusát különböztetjük meg együtthatóik alapján: hiperbolikus, elliptikus és parabolikus. Az, hogy egy adott áramlást leíró parciális differenciálegyenlet melyik típusú attól függ, hogy stacionárius vagy instacionárius az áramlás, és hogy a zavarások terjedési sebessége, a hangsebesség végtelen vagy véges. A karakterisztikák módszerének alkalmazása olyan áramlások vizsgálatakor indokolt, amikor az áramlást leíró parciális differenciálegyenletek hiperbolikusak (ANDERSON 1989).
Ideális (súrlódásmentes) kompresszibilis közeg stacionárius áramlása hangsebesség felett hiperbolikus (TANNEHILL 1997), hangsebesség alatt elliptikus típusú, instacionárius áramlása, mely az általam vizsgált eset, hiperbolikus típusú (FERZIGER, PERIC 2002).

A karakterisztika egy olyan terjedési pálya, amely mentén valamilyen tulajdonság, mint például egy fizikai állapotváltozás terjed. A hullám tipikusan olyan jelenség, amelyben fizikai tulajdonságok és energiák terjednek. A terjedés irányától függően megkülönböztethetők pozitív, illetve negatív karakterisztikák. A karakterisztikák az x~t

ún. fizikai síkon azok a görbék, amelyek mentén a $\frac{\partial v}{\partial t}$, $\frac{\partial v}{\partial x}$, $\frac{\partial p}{\partial t}$, $\frac{\partial p}{\partial x}$, $\frac{\partial \rho}{\partial t}$, $\frac{\partial \rho}{\partial x}$ parciális deriváltak egyértelműen nem határozhatók meg (LITVAI, BENCE 1994).

Tételezzük fel, hogy ismerjük a karakterisztikák egyenletét és állítsuk elő a karakterisztikák menti totális deriváltakat az x~t síkon:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{dx_k}{dt}\frac{\partial v}{\partial x} \tag{34}$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{dx_k}{dt}\frac{\partial p}{\partial x} \tag{35}$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{dx_k}{dt}\frac{\partial \rho}{\partial x} \tag{36}$$

A $\frac{\partial v}{\partial t}$, $\frac{\partial v}{\partial x}$, $\frac{\partial p}{\partial t}$, $\frac{\partial p}{\partial x}$, $\frac{\partial \rho}{\partial t}$, $\frac{\partial \rho}{\partial x}$ parciális deriváltakra nézve az előző három egyenlet és az (29-31) egyenlet egy 6 ismeretlenes lineáris algebrai egyenletrendszert alkot, amely tömören az $\underline{\underline{A}} \cdot \vec{x} = \vec{b}$ alakban írható fel.

Ahol:

$\underline{\underline{A}}$	az együttható mátrix,
$\vec{x}$	az ismeretlenek vektora,
$\vec{b}$	a zavarótagok vektora.

$$\underline{\underline{A}} = \begin{bmatrix} 1 & v & 0 & \rho^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \rho^{-1} & v\rho^{-1} \\ 0 & 0 & 1 & v & -a^2 & -va^2 \\ 1 & x_k' & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & x_k' & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k' \end{bmatrix}, \qquad \vec{x} = \begin{bmatrix} \frac{\partial v}{\partial t} \\ \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial t} \\ \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} \\ \frac{\partial \rho}{\partial x} \end{bmatrix},$$

$$\vec{b} = \begin{bmatrix} -\dfrac{\lambda v|v|}{2D} \\ 0 \\ (\kappa-1)\left[\rho \cdot \dfrac{\lambda v^2|v|}{2d} - \alpha \cdot \dfrac{4}{d}\left(\dfrac{p}{R \cdot \rho} - T_{cső}\right)\right] \\ \dfrac{dv}{dt} \\ \dfrac{dp}{dt} \\ \dfrac{d\rho}{dt} \end{bmatrix}.$$

A lineáris algebrából ismert, hogy ha a hat egyenlet egymástól lineárisan független, akkor az egyenletrendszer determinánsa nem zérus, és az ismeretlenek egyértelműen meghatározhatóak a Cramer-szabály szerint, miszerint

$$x_i = \frac{D_i}{\det \underline{\underline{A}}},$$

ahol a D_i módosított determináns az A mátrix determinánsából úgy származtatható, hogy annak i-edik oszlopa helyére a jobb oldali b oszlopot írjuk (OBÁDOVICS 1999). Ellenkező esetben azonban, ha az egyenletek egymástól lineárisan nem függetlenek, akkor az egyenletrendszer határozatlanná válik és a következő alakot veszi fel:

$$x_i = \frac{D_i}{\det \underline{\underline{A}}} = \frac{0}{0}, \qquad i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$$

A det($\underline{\underline{A}}$)=0 feltételből megkaphatóak a karakterisztikák egyenletei a fizikai (x-t) síkon (mivel az egyes x_i értékek – melyek megfelelnek a parciális differenciálhányadosoknak – a karakterisztikák mentén határozatlanok kell, hogy legyenek, tehát az egyenletrendszer determinánsának a karakterisztikák mentén el kell tűnnie).

$$\det \underline{\underline{A}} = \begin{vmatrix} 1 & v & 0 & \rho^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \rho^{-1} & v\rho^{-1} \\ 0 & 0 & 1 & v & -a^2 & -va^2 \\ 1 & x_k' & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & x_k' & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k' \end{vmatrix} = 0$$

Amiből az x-t síkon lévő karakterisztikákra a

$$\frac{dx}{dt} = v + a\,, \qquad \frac{dx}{dt} = v - a\,, \qquad \frac{dx}{dt} = v$$

egyenletek adódnak.

A v, p, ρ állapotjelzők terén az ezeknek megfelelő karakterisztikák egyenlete pedig abból nyerhető, hogy az egyenletrendszernek bármelyik ismeretlenhez tartozó módosított determinánsa is zérus.

Például a $\frac{\partial \rho}{\partial x}$ -hez tartozó determináns $D_6 = 0$ feltételből

$$D_6 = \begin{vmatrix} 1 & v & 0 & \rho^{-1} & 0 & -\frac{\lambda v|v|}{2D} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \rho^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & v & -a^2 & (\kappa-1)\left[\rho\cdot\frac{\lambda v^2|v|}{2d} - \alpha\cdot\frac{4}{d}\left(\frac{p}{R\cdot\rho} - T_{cső}\right)\right] \\ 1 & x_k' & 0 & 0 & 0 & \frac{dv}{dt} \\ 0 & 0 & 1 & x_k' & 0 & \frac{dp}{dt} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{d\rho}{dt} \end{vmatrix} = 0$$

kapható meg a másik három – v, p, ρ állapottér – karakterisztika egyenletet.

Összesen három - három karakterisztika van:

Első (I.)

$$\frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho a}\frac{dp}{dt} = -\frac{\lambda v|v|}{2d}\left[1 - (\kappa-1)\cdot\frac{v}{a}\right] - (\kappa-1)\cdot\frac{\alpha}{\rho\cdot a}\cdot\frac{4}{d}\left(\frac{p}{R\cdot\rho} - T_{cső}\right) \tag{37}$$

$$\frac{dx}{dt} = v + a\,, \tag{38}$$

második (II.)

$$\frac{dv}{dt} - \frac{1}{\rho a}\frac{dp}{dt} = -\frac{\lambda v|v|}{2d}\left[1 + (\kappa-1)\frac{v}{a}\right] + (\kappa-1)\cdot\frac{\alpha}{\rho\cdot a}\cdot\frac{4}{d}\left(\frac{p}{R\cdot\rho} - T_{cső}\right)\,, \tag{39}$$

$$\frac{dx}{dt} = v - a\,, \tag{40}$$

és harmadik (III.)

$$\frac{dp}{dt} - \kappa\frac{p}{\rho}\left(\frac{d\rho}{dt}\right) = (\kappa-1)\left[\rho\cdot\frac{\lambda v^2|v|}{2d} - \alpha\cdot\frac{4}{d}\left(\frac{p}{R\cdot\rho} - T_{cső}\right)\right] \tag{41}$$

$$\frac{dx}{dt} = v \tag{42}$$

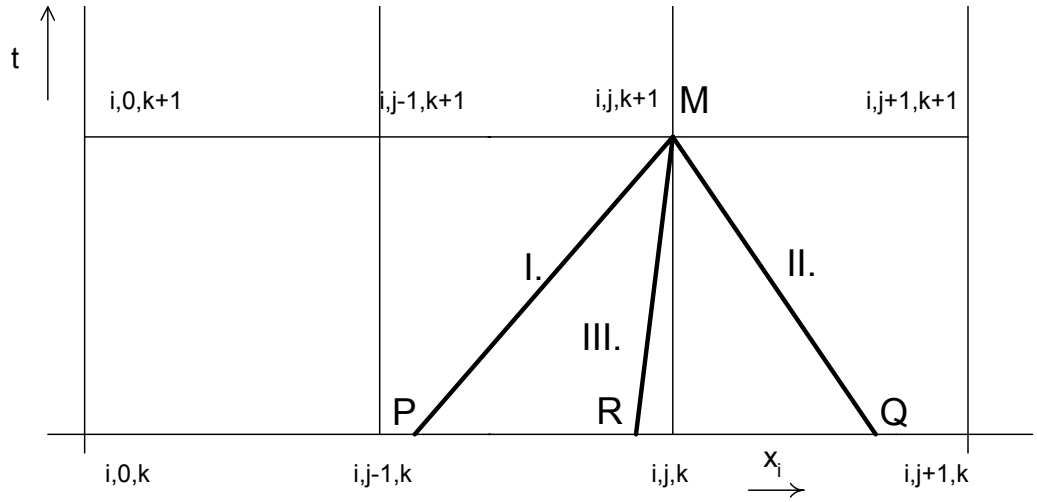
karakterisztika sereg. A karakterisztikák bevezetésével az áramlást leíró három parciális differenciálegyenletet (29-31) hat darab differenciálegyenletté (37-42) alakítottam át, amelyek numerikusan megoldhatóak. A karakterisztika egyenletek integrálása után ismert

kezdőfeltételből kiindulva – amely nem lehet karakterisztika – elegendően sűrűn felvett karakterisztikák metszéspontjaiban az ismeretlenek meghatározhatók. Az előző ún. természetes karakterisztikák módszerének használata elég körülményes. Hátrányai az ún. interpolációs rácsmódszerrel küszöbölhetők ki.
Az interpolációs rácsmódszer viszont nemcsak egy csőből álló, hanem összetett fürtszerű és hurkolt csőhálózatokban kialakuló gázmozgások modellezésére is alkalmassá tehető, ezért kiválóan alkalmas a vákuumos szennyvízhálózatok csővezetékei légtelenítésének modellezésére.

4.2.2.3 Csővezeték hálózatokban kialakuló instacionárius gázáramlások számítása az interpolációs rácsmódszerrel

Az ún. természetes karakterisztikák módszerét jelen tanulmányban nem, hanem helyette a több előnyös tulajdonsággal bíró ún. interpolációs rácsmódszert használom a számításokra, amelyet korábbi írásomban ismertettem (FÁBRY, BARÓTFI 2008). Az interpolációs rácsmódszernél az x~t síkot állandó Δx, Δt osztásközű hálózattal kell ellátni (38. ábra). A hálózatot ill. csövet olyan csőszakaszokra kell bontani, amelyekben a csősúrlódási tényező és a csőátmérő állandó. Az egyes szakaszok jelölésére az i indexet használom, a szakaszokban lévő számítási pontok számát N_i-vel jelölöm. A csőhálózat egy tetszőleges i-edik csőszakaszához hozzárendelem az x_i~t síkot. A számítási pontok (rácspontok) mindegyikét egy i,j,k index-hármas jelöli, ahol i csőszakaszt, j helyet, k pedig időpontot jelöl. Tételezzük fel, hogy a k-adik időpillanat minden rácspontjában ismerjük $v_{i,j,k}$, $p_{i,j,k}$ és $\rho_{i,j,k}$ értékét pl. kezdeti feltételből.

Ezen a ponton visszautalok a korábbiakra és megjegyezem, hogy hiperbolikus esetben a hullámsebesség (hangsebesség) véges értékű, és ezzel a sebességgel halad bármilyen zavarás illetőleg információ, ezért a karakterisztika vonalak valósak és jól elkülönültek. Az általam vizsgált esetben ez azt jelenti, hogy az x~t fizikai síkon egy adott pontbeli állapot (pl. M pontban) csak az oda befutó I. és II. karakterisztika vonalakon belüli tartományban lévő állapotoktól függhet (VERSTEEG, MALALASEKERA 1995). A két szélső karakterisztika által határolt tartomány a karakterisztika mező.



38. ábra: Az i-edik csőszakaszhoz kapcsolt rácshálózat a karakterisztikákkal

A karakterisztika egyenletek numerikus integrálása

A (37-42) differenciálegyenletek integrálására – mivel v, p, ρ az x, t változók ismeretlen függvényei – lineáris vagy magasabb rendű approximáció javasolható. Ebben a dolgozatban a lineáris approximációt használom, miszerint egy tetszőleges f(t) függvény határozott integrálja a

$$\int_{t1}^{t2} f(t)dt \cong f(t1)(t2 - t1)$$

képlettel számítható ki. A vizsgált esetben f(t) a (37-42) egyenletek jobb oldalát, t_1 a t_P, t_R ill. t_Q időpontot, t_2 pedig a t_M időpontot jelenti (KOZÁK 1977a).

Először az elmondottak alapján integrálom a fizikai síkon érvényes karakterisztika egyenleteket:

$$x_M - x_R = v_R \Delta t$$
$$x_M - x_P = (a_P + v_P)\Delta t$$
$$x_Q - x_M = (a_Q - v_Q)\Delta t$$

A /k+1/-edik sor rácspontjaiban lévő ismeretlenek meghatározásához először meg kell keresni azon P, R, Q pontok helyét, amelyeken átmenő karakterisztikák az M pontban metszik egymást, majd az egyenletekből ki kell fejezni $v_{i,j,k+1}$, $p_{i,j,k+1}$ és $\rho_{i,j,k+1}$ értékeket.

Lineáris interpoláció

A P, a Q és az R pontokban az állapotjelzőket lineáris interpoláció segítségével határozom meg. Ehhez először felírom az interpolációs egyenleteket:

$$\frac{v_P - v_{i,j-1,k}}{v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - (v_P + a_P)\Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{a_P - a_{i,j-1,k}}{a_{i,j,k} - a_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - (v_P + a_P)\Delta t}{\Delta x_i}$$

$$\frac{\rho_P - \rho_{i,j-1,k}}{\rho_{i,j,k} - \rho_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - (v_P + a_P)\Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{p_P - p_{i,j-1,k}}{p_{i,j,k} - p_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - (v_P + a_P)\Delta t}{\Delta x_i}$$

$$\frac{v_Q - v_{i,j,k}}{v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k}} = \frac{-(v_Q - a_Q)\Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{a_Q - a_{i,j,k}}{a_{i,j+1,k} - a_{i,j,k}} = \frac{-(v_Q - a_Q)\Delta t}{\Delta x_i}$$

$$\frac{\rho_Q - \rho_{i,j,k}}{\rho_{i,j+1,k} - \rho_{i,j,k}} = \frac{-(v_Q - a_Q)\Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{p_Q - p_{i,j,k}}{p_{i,j+1,k} - p_{i,j,k}} = \frac{-(v_Q - a_Q)\Delta t}{\Delta x_i}$$

Abban az esetben, ha v > 0, tehát az áramlás a csőszakaszban balról jobbra halad:

$$\frac{v_R - v_{i,j-1,k}}{v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - v_R \Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{a_R - a_{i,j-1,k}}{a_{i,j,k} - a_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - v_R \Delta t}{\Delta x_i}$$

$$\frac{\rho_R - \rho_{i,j-1,k}}{\rho_{i,j,k} - \rho_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - v_R \Delta t}{\Delta x_i}, \qquad \frac{p_R - p_{i,j-1,k}}{p_{i,j,k} - p_{i,j-1,k}} = \frac{\Delta x_i - v_R \Delta t}{\Delta x_i}$$

Abban az esetben, ha v < 0, tehát az áramlás a csőszakaszban jobbról balra halad:

$$\frac{v_R - v_{i,j,k}}{v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k}} = \frac{-v_R \Delta t}{\Delta x_i} \qquad \frac{a_R - a_{i,j,k}}{a_{i,j+1,k} - a_{i,j,k}} = \frac{-v_R \Delta t}{\Delta x_i}$$

$$\frac{\rho_R - \rho_{i,j,k}}{\rho_{i,j+1,k} - \rho_{i,j,k}} = \frac{-v_R \Delta t}{\Delta x_i} \qquad \frac{p_R - p_{i,j,k}}{p_{i,j+1,k} - p_{i,j,k}} = \frac{-v_R \Delta t}{\Delta x_i}$$

Majd ezekből kiszámítom a P,Q és R pontbeli állapotjelzőket:

$$a_P = \frac{a_{i,j,k} + T_i \left\lfloor v_{i,j,k} a_{i,j\text{-}1,k} - a_{,i,j,k} v_{i,j-1,k} \right\rfloor}{1 + T_i (a_{i,j,k} - a_{i,j\text{-}1,k} + v_{i,j,k} - v_{i,j\text{-}1,k})}, \tag{43}$$

$$v_P = \frac{v_{i,j,k} - T_i \left\lfloor a_{i,j-1,k} v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k} a_{i,j,k} \right\rfloor}{1 + T_i \left(v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k} + a_{i,j,k} - a_{i,j-1,k} \right)}, \tag{44}$$

$$a_Q = \frac{a_{i,j,k} - T_i \left\lfloor v_{i,j,k} a_{i,j+1,k} - a_{i,j,k} v_{i,j+1,k} \right\rfloor}{1 + T_i (a_{i,j,k} - a_{i,j+1,k} + v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k})}, \tag{45}$$

$$v_Q = \frac{v_{i,j,k} + T_i \left\lfloor a_{i,j,k} v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k} a_{i,j+1,k} \right\rfloor}{1 + T_i \left(v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k} + a_{i,j,k} - a_{i,j+1,k} \right)}, \tag{46}$$

$$p_P = p_{i,j-1,k} + (p_{i,j,k} - p_{i,j-1,k})\left(1\text{-}T_i \left(v_R + a_R \right)\right), \tag{47}$$

$$p_Q = p_{i,j,k} - T_i (p_{i,j+1,k} - p_{i,j,k})(v_Q - a_Q), \tag{48}$$

$$\rho_P = \rho_{i,j-1,k} + (\rho_{i,j,k} - \rho_{i,j-1,k})\left(1\text{-}T_i \left(v_R + a_R \right)\right), \tag{49}$$

$$\rho_Q = \rho_{i,j,k} - T_i (\rho_{i,j+1,k} - \rho_{i,j,k})\left(v_Q - a_Q\right), \tag{50}$$

$$v_R = \begin{cases} \dfrac{v_{i,j,k}}{1 + T_i (v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k})}, & ha\ v_R \geq 0 \\ \dfrac{v_{i,j,k}}{1 + T_i (v_{i,j+1,k} - v_{i,j,k})}, & ha\ v_R \leq 0 \end{cases}, \tag{51}$$

$$a_R = \begin{cases} a_{i,j-1,k} + (a_{i,j,k} - a_{i,j-1,k})\left(1\text{-}T_i v_R\right), & ha\ v_R \geq 0 \\ a_{i,j,k} + (a_{i,j,k} - a_{i,j+1,k}) T_i v_R, & ha\ v_R \leq 0 \end{cases}, \tag{52}$$

$$p_R = \begin{cases} p_{i,j-1,k} + (p_{i,j,k} - p_{i,j-1,k})\left(1\text{-}T_i v_R\right), & ha\ v_R \geq 0 \\ p_{i,j,k} + (p_{i,j,k} - p_{i,j+1,k}) T_i v_R, & ha\ v_R \leq 0 \end{cases}, \tag{53}$$

$$\rho_R = \begin{cases} \rho_{i,j-1,k} + (\rho_{i,j,k} - \rho_{i,j-1,k})\left(1\text{-}T_i v_R\right), & ha\ v_R \geq 0 \\ \rho_{i,j,k} + (\rho_{i,j,k} - \rho_{i,j+1,k}) T_i v_R, & ha\ v_R \leq 0 \end{cases}, \tag{54}$$

Az előző képletekben szereplő T_i a rácsviszony:

$$T_i = \frac{\Delta t}{\Delta x_i}. \tag{55}$$

Ezután integrálom az állapottéren érvényes karakterisztika egyenleteket lineáris approximáció segítségével:

$$v_{i,j,k+1} - v_P + \frac{1}{\rho_P a_P}(p_{i,j,k+1} - p_P) =$$

$$= \left\{ -\lambda_i \frac{v_P |v_P|}{2d_i} \left[1 - (\kappa - 1)\frac{v_P}{a_P} \right] - \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{\rho_P a_P di} \left(\frac{p_P}{R\rho_P} - Tcső \right) \right\} \Delta t$$

$$v_{i,j,k+1} - v_Q - \frac{1}{\rho_Q a_Q}(p_{i,j,k+1} - p_Q) =$$

$$= \left\{ -\lambda_i \frac{v_Q |v_Q|}{2d_i} \left[1 + (\kappa - 1)\frac{v_Q}{a_Q} \right] + \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{\rho_Q a_Q di} \left(\frac{p_Q}{R\rho_Q} - Tcső \right) \right\} \Delta t$$

$$p_{i,j,k+1} - p_R - a_R{}^2 \left(\rho_{i,j,k+1} - \rho_R \right) =$$

$$= \left\{ \rho_R \frac{\lambda_i v_R{}^2 |v_R|}{2d_i} (\kappa - 1) - \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{di} \left(\frac{p_R}{R\rho_R} - Tcső \right) \right\} \Delta t$$

Bevezetem a P, Q és R pontoknál érvényes állapotjelzőkből számítható alábbi állandókat:

$$B_{Pi} = v_P + \frac{p_P}{\rho_P a_P} + \left\{ -\lambda_i \frac{v_P |v_P|}{2d_i} \left[1 - (\kappa - 1)\frac{v_P}{a_P} \right] - \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{\rho_P a_P di} \left(\frac{p_P}{R\rho_P} - Tcső \right) \right\} \Delta t \,, \tag{56}$$

$$B_{Qi} = v_Q - \frac{p_Q}{\rho_Q a_Q} + \left\{ \lambda_i \frac{v_Q |v_Q|}{2d_i} \left[1 + (\kappa - 1)\frac{v_Q}{a_Q} \right] + \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{\rho_Q a_Q di} \left(\frac{p_Q}{R\rho_Q} - Tcső \right) \right\} \Delta t \,, \tag{57}$$

$$B_{Ri} = -\rho_R + \frac{p_R}{a_R{}^2} + \left\{ \rho_R \frac{\lambda_i v_R{}^2 |v_R|}{2d_i} (\kappa - 1) - \frac{(\kappa - 1)4\alpha}{di} \left(\frac{p_R}{R\rho_R} - Tcső \right) \right\} \frac{\Delta t}{a_R{}^2} \,, \tag{58}$$

Ezekkel az állapottér P, R és Q pontokon átmenő karakterisztikáinak egyenletei a következő alakban állíthatók elő (SEIFERT 1962):

$$v_{i,j,k+1} + \frac{1}{\rho_P a_P} p_{i,j,k+1} = B_{Pi} \,, \tag{59}$$

$$v_{i,j,k+1} - \frac{1}{\rho_Q a_Q} p_{i,j,k+1} = B_{Qi} \,, \tag{60}$$

$$\frac{p_{i,j,k+1}}{a_R{}^2} - \rho_{i,j,k+1} = B_{Ri} \,, \tag{61}$$

Az M pontban (i,j,k+1) az állapotjelzők a karakterisztika egyenletekből kiszámíthatók:

$$v_{i,j,k+1} = \frac{B_P \rho_P a_P + B_Q \rho_Q a_Q}{\rho_Q a_Q + \rho_P a_P} \,, \tag{62}$$

$$p_{i,j,k+1} = \left(B_P - B_Q \right) \left(\frac{1}{\rho_P a_P} + \frac{1}{\rho_Q a_Q} \right)^{-1} \,, \tag{63}$$

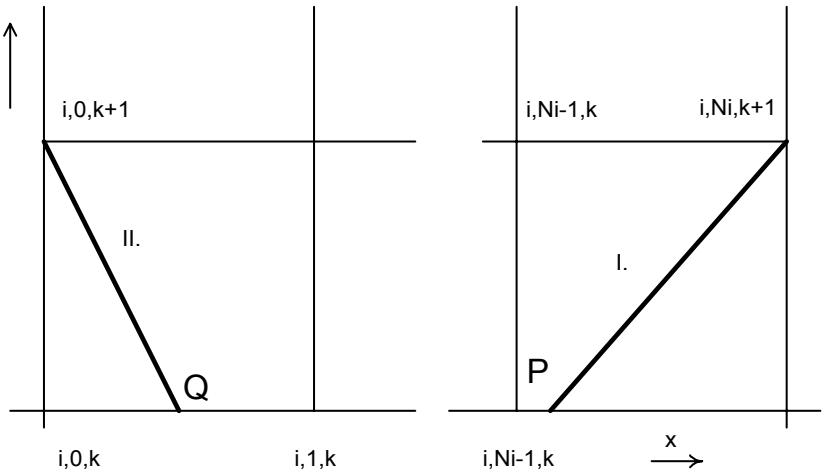
$$\rho_{i,j,k+1} = \frac{p_{i,j,k+1}}{a_R{}^2} - B_R \,. \tag{64}$$

A (43-64) összefüggésekkel a k-adik sor értékeiből a /k+1/-edik sor rácspontjaiban a $v_{i,j,k+1}$, $p_{i,j,k+1}$ és $\rho_{i,j,k+1}$ értékhármasok sorra kiszámíthatóak, kivéve az egyes csőszakaszok kezdő- és végpontjait ($j \neq 1, j \neq Ni$), amelyekben a csatlakozási ill. peremfeltételeknek kell teljesülni.

A számítás akkor konvergens, ha valamennyi csőszakaszra teljesül a Courant - Friedrick - Lewy féle stabilitási és konvergencia feltétel (KOZÁK 1977b):

$$T_i \leq \frac{1}{v_{\max} + a_i} \tag{65}$$

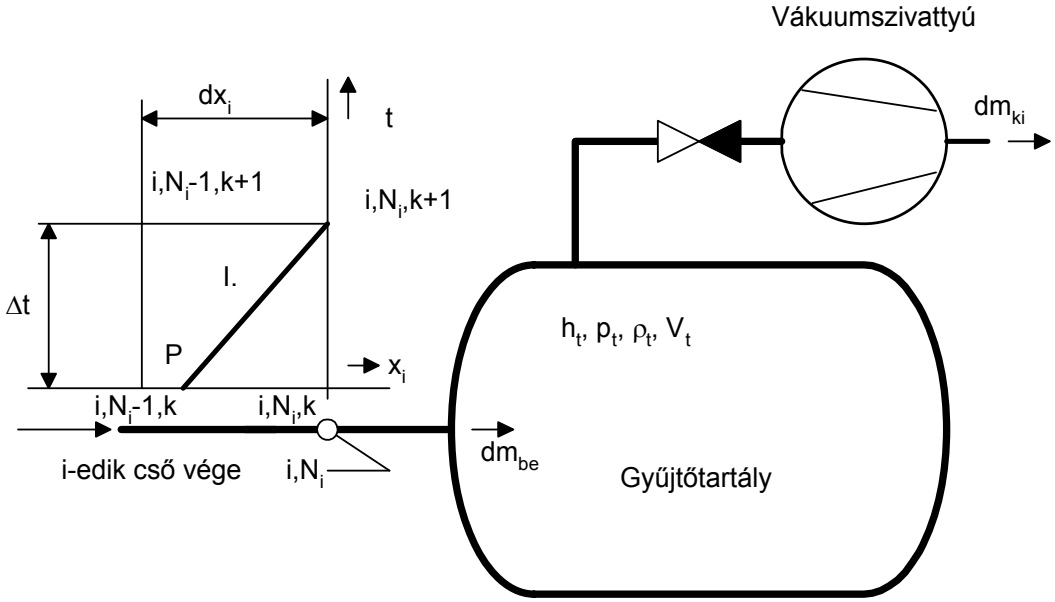
A csővégeken lévő rácspontokban az előzőkben ismertetett képletekből nem lehet meghatározni az állapotjelzőket, mivel vagy a P vagy a Q pontbeli adatok nem állnak rendelkezésre (39. ábra). A megoszló paraméterű dinamikai modell állapotjelzőinek kiszámíthatósága érdekében a csővégeken érvényesülő fizikai feltételeket az előbbiekhez illeszkedő differenciaegyenletek alakjában kell megfogalmazni, amelyek ezután felhasználhatóak lesznek a csővégen kialakuló v, p és ρ értékek kiszámítására.



39. ábra: Csővégi rácspontok és karakterisztikák

4.2.2.4 Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek vákuumozásának számítási peremfeltételei

Vákuumszivattyúval ellátott gyűjtőtartály peremfeltétele



40. ábra. A vákuumszivattyúval ellátott gyűjtőtartály peremfeltétel vázlata

A peremfeltétel vázlata a 40. ábrán látható. A vákuumszivattyú és tartály nyitott, instacionárius termodinamikai rendszert (TR) alkot, amelyre a termodinamika I. főtétele

$$dQ_t + dW_t' - dm_{ki} \cdot \left(h_{ki} + \frac{v_{ki}^2}{2} \right) + dm_{be} \cdot \left(h_{i,N_i} + \frac{v_{i,N_i}^2}{2} \right) = dU_t \tag{66}$$

alakban írható fel, ahol:

$$dQ_t = -k \cdot A_{bf} \cdot (T - T_{kö}) dt \tag{67}$$

a TR-rel dt idő alatt közölt hő, amely a tartály belső felületén (A_{bf}) érkezik a termodinamikai rendszerbe. A (67) képletben k a belső felületre vonatkozó hőátbocsátási tényező, A a TR belső felülete, $T_{kö}$ a TR–t körülvevő környezet hőmérséklete.
A k hőátbocsátási tényező szabadban álló tartályköpenyre a

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_b} + \frac{d_{btartály}}{2 \cdot \lambda'_{tartály}} \cdot \ln \frac{d_{ktartály}}{d_{btartály}} + \frac{d_{btartály}}{d_{ktartály} \cdot \alpha_k} \right]^{-1}, \tag{68}$$

a tartály megközelítően sík fenékrészére pedig a

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_b} + \frac{d_{ktartály} - d_{btartály}}{2 \cdot \lambda'_{tartály}} \cdot + \frac{1}{\alpha_k} \right]^{-1} \tag{69}$$

összefüggésből számítható ki (IMRE 1992). (A tartály falvastagsága állandó).
A (66) egyenletben lévő mennyiségek jelentése a következő:

$dW' = -p_t \cdot dV_t$ a térfogatváltozási munka, esetünkben zérus, mivel V_t=állandó,

$dU_t = d(m \cdot u_t)$ a tartályban lévő levegő belső energiájának megváltozása,

$h_{ki} = c_p \cdot T_{ki}$ a tartályból kilépő levegő fajlagos entalpiája,

$h_{be} = c_p \cdot T_{i,N_i}$	a tartályba belépő levegő fajlagos entalpiája,
$u_t = c_v \cdot T_t$	a tartályban lévő levegő fajlagos belső energiája,
v_{ki}	a tartályból kilépő levegő áramlási sebessége,
v_{be}	a tartálya belépő levegő áramlási sebessége,
dm_{ki}	a tartályból távozó levegő tömege,
dm_{be}	a tartálya érkező levegő tömege,
c_p	az állandó nyomáson értelmezett fajhő,
c_v	az állandó térfogaton értelmezett fajhő.

A gyűjtőtartály belsejében az áramlási sebesség elhanyagolhatóan kicsi, a tartályban lévő gáz h_t fajlagos entalpiája és a vákuumszivattyú tartályhoz csatlakozó vezetékében a v_{ki} kilépő sebesség és a h_{ki} entalpia között a következő kapcsolat van (IMRE 1992):

$$h_t = h_{ki} + \frac{v_{ki}^2}{2}. \tag{70}$$

Az általános gáztörvényt behelyettesítve a belső energia megváltozását leíró $dU = d(m \cdot u)$ összefüggésbe átalakítás után a következő adódik:

$$dU_t = d\left[\frac{p_t \cdot V_t}{R \cdot T_t} \cdot c_v \cdot T_t\right] = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_t dp_t . \tag{71}$$

Itt $\kappa = c_p/c_v$,, az izentropikus kitevő.
A rendszerből dt idő alatt távozó energia:

$$dm_{ki} \cdot h_t = dm_{ki} \cdot c_p \cdot T_t . \tag{72}$$

A vákuumszivattyú jelleggörbe egyenletének felhasználásával az eltávolított levegő pillanatnyi tömegárama (q_m) kiszámítható. A rendszerből távozó levegő q_v térfogatárama és a rendszerben helyet foglaló gáz tömegének megváltozása (csökkenése) között a következő kapcsolat van:

$$dm_{ki} = q_m \cdot dt = q_v \cdot \rho_t \cdot dt = q_v \cdot \frac{m_t}{V_t} \cdot dt \tag{73}$$

A levegő beáramlása az i-edik csőből valósul meg:

$$dm_{be} = q_{mbe} \cdot dt = A_i \cdot \rho_{i,N_i} \cdot v_{i,N_i} \cdot dt \tag{74}$$

(71) -(74) egyenleteket (66)-ba behelyettesítve a következő adódik:

$$\begin{aligned} 0 = V_t \cdot dp_t + [A_i \cdot \rho_{i,N_i} \cdot v_{i,N_i} \cdot (c_p \cdot T_{i,N_i} + \frac{v_{i,N_i}^2}{2}) - q_v \cdot \rho_t \cdot c_p \cdot T_t + \\ + k \cdot A_{bf} \cdot (T_t - T_{kö})] \cdot dt \cdot (\kappa - 1) \end{aligned} \tag{75}$$

Rendezés és dt-vel való osztás után:

$$\frac{dp_t}{dt} = -\frac{\kappa - 1}{V_t} \cdot \left[k \cdot A_{bf} \cdot (T_t - T_{kö}) + q_v \cdot \rho_t \cdot c_p \cdot T_t - A_i \cdot \rho_{i,N_i} \cdot v_{i,N_i} \cdot \left(c_p \cdot T_{i,N_i} + \frac{v_{i,N_i}^2}{2}\right)\right] \tag{76}$$

Ez az egyenlet lesz a peremfeltételt leíró differenciálegyenlet.
A k-adik időpillanatban a kezdeti feltételből minden fizikai jellemző ismert. Δt (dt) időpillanattal később a tartálynyomás (76)-ból kiszámítható:

$$p_{t,k+1} = p_{t,k} - \frac{\kappa - 1}{V_t} \cdot$$

$$\cdot \left[k \cdot A_{bf} \cdot \left(T_{t.k} - T_{kö,k} \right) + q_v \cdot \rho_{t,k} \cdot c_p \cdot T_{t,k} - A_i \cdot \rho_{i,N_i,k} \cdot v_{i,N_i,k} \cdot \left(c_p \cdot T_{i,N_i,k} + \frac{v_{i,N_i,k}^2}{2} \right) \right] \cdot dt \quad (77)$$

Mivel $p_{i,N_i,k+1} = p_{t,k+1}$, a

$$v_{i,N_i,k+1} + \frac{1}{\rho_P a_P} p_{i,N_i,k+1} = B_{Pi} \quad (78)$$

I. karekterisztika egyenletből az i-edik cső végénél az áramlási sebesség kiszámítható:

$$v_{i,N_i,k+1} = B_{Pi} - \frac{1}{\rho_P a_P} p_{i,N_i,k+1} . \quad (79)$$

A csővégi rácspontban a sűrűség a

$$\frac{p_{i,N_i,k+1}}{a_R^2} - \rho_{i,N_i,k+1} = B_{Ri} \quad (80)$$

III. karakterisztika egyenletből határozható meg:

$$\rho_{i,N_i,k+1} = B_{Ri} + \frac{p_{i,N_i,k+1}}{a_R^2} . \quad (81)$$

A gyűjtőtartály V_t térfogata állandó, nyomása ($p_{t,k+1}$) ismert, a tartályban lévő levegő tömege a tömegmegmaradás elvének felhasználásával kiszámítható:

$$m_{t,k+1} = m_{t,k} + A_i \cdot \rho_{i,N_i,k} \cdot v_{i,N_i,k} \cdot dt - q_{v,k} \cdot \frac{m_{t,k}}{V_t} \cdot dt \quad (82)$$

A gyűjtőtartályban lévő levegő pillanatnyi hőmérséklete az általános gáztörvényből határozható meg:

$$T_{t,k+1} = \frac{p_{t,k+1}}{m_{t,k+1} \cdot R} \cdot V_t . \quad (83)$$

Lezárt csővég peremfeltétele

A peremfeltétel vázlata a 41. ábrán látható.

A cső elején lévő záró szerelvény zárt helyzetekor $v_{i,0,k+1} = 0$, a

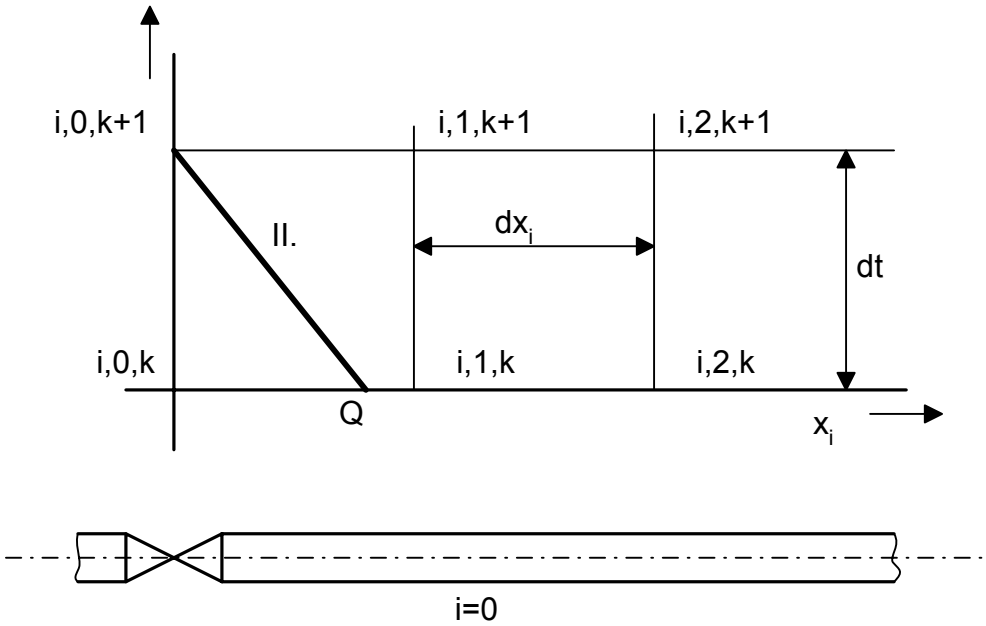
$$v_{i,j,k+1} - \frac{1}{\rho_Q a_Q} p_{i,j,k+1} = B_{Qi} \quad (84)$$

II. karakterisztika egyenletből az i-edik cső elején kialakuló nyomás kiszámítható:

$$p_{i,0,k+1} = -B_{Qi} \cdot \rho_Q a_Q . \quad (85)$$

A cső elején lévő rácspontban a sűrűség a

$$\frac{p_{i,j,k+1}}{a_R^2} - \rho_{i,j,k+1} = B_{Ri} \quad (86)$$



41. ábra. A lezárt csővég peremfeltétel vázlata

III. karakterisztika egyenletből határozható meg:

$$\rho_{i,0,k+1} = B_{Ri} + \frac{p_{i,0,k+1}}{a_R^{\,2}}. \tag{87}$$

A cső elején lévő rácspontban a hőmérséklet az általános gáztörvényből határozható meg:

$$T_{i,0,k+1} = \frac{p_{i,0,k+1}}{\rho_{i,0,k+1} \cdot R}. \tag{88}$$

4.2.2.5 Számítógépes program légritkítás számítására

A kidolgozott elméleti háttér alapján számítógépes programot készítettem és lefuttattam néhány esetet annak szemléltetésére, hogy a tartályalaktól nagyban eltérő térfogatok légritkítása esetén jelentős időbeli eltérés adódhat az ürítendő tér egyes pontjainál az evakuálási idő tekintetében. A vákuumszivattyúból, vákuumtartályból és ahhoz kapcsolódó hosszú csővezetékből álló vákuumrendszer csővezetékének két végénél uralkodó nyomást jelenítettem meg az idő függvényében a leszívási folyamat során. Az így készített diagramok terjedelmükre való tekintettel a mellékletben találhatóak.

4.2.2.6 Összefoglalás

A fejezetben a vákuumos folyadékszállító rendszerek csővezeték-hálózata evakuálási folyamatának vizsgálatára és számítására használható, az osztott paraméterű karakterisztikák módszerére épülő interpolációs rácsmódszert tettem alkalmassá és mutattam be. A kidolgozott elméleti háttér megteremtette az alapot egy számítógépes program kidolgozására, amivel csőhálózatokban kialakuló instacionárius, nem adiabatikus gázmozgásokat modelleztem és számoltam. A programmal számolt eredmények alátámasztják, hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkításának számítása osztott paraméterű modellel pontosabban végezhető, mint koncentrált paraméterűvel.

4.3 A vákuumos szennyvízgyűjtés fajlagos energiaszükségletének és hidrosztatikájának kísérletes vizsgálata a vákuumos folyadékszállító félüzemi tanpályán

4.3.1 A vákuumos szennyvízgyűjtés energiaigénye

Ahogy már szó esett róla, a vákuumos szennyvízelvezetés fajlagos energiafelhasználása hosszú távon a kérdéskör legfontosabb paramétere. A témában megjelent közlemények száma igen kevés. Folytatva a korábban említetteket, egy már megépült hálózat esetén véleményem szerint az alábbi 23, főként az üzemeltetési, karbantartási, gépkiválasztási kérdés lehet pozitív vagy negatív befolyással az energiafogyasztásra.

1. Tervszerű megelőző karbantartás, beleértve a vákuumszelep akna és a vákuumszelep évenkénti ellenőrzését
2. Korrekt levegő/víz arány kialakítása, a hálózat behangolása
3. Felszíni vízbefolyások megszüntetése
4. Csapadékvíz rákötések megszüntetése
5. Gépház vákuumszint csökkentés, ahol lehetséges
6. Automatikus öngyógyító rendszer futási és helyreállítási időarányainak finombehangolása
7. Távvezérelt motoros tolózárak alkalmazásával a reagálási idők csökkentése
8. Gyors reagálás, telemetria, SMS küldő szolgáltatás
9. Üzemszervezés
10. Kitápláló szivattyú helyes kiválasztása
11. Vákuumszivattyú és vákuumnyomás érték helyes kiválasztása
12. Vákuumszivattyú karbantartása
13. Vízkő eltávolítása, tömszelence, résveszteség beállítása, csapágyak ellenőrzése
14. Vákuumszivattyú vízhőmérséklet beállítása
15. Vákuumszivattyú motorkiválasztása
16. Frekvenciaváltós motorindítás és szabályzás
17. Biofilter fellazítása
18. Monitoring rendszer
19. Vákuum visszacsapó szelep ellenőrzése
20. Fajlagos energiafogyasztás napi mérése, változás elemzése
21. Elöregedett gépek, alkatrészek cseréje
22. Kezelők rendszeres továbbképzése
23. Vezetők továbbképzése

Ezek közül, véleményem szerint az egyik legfontosabb az üzemeltetés levegő/víz arányának energiafelhasználásra gyakorolt hatása. Ezzel a kérdéssel a szakirodalom egyáltalában nem foglalkozik, meglepő, hogy a technológiai műhelyek sem. Így nem csoda, hogy az üzemeltetőknek sincs sok kapaszkodója a célszerű arányok tekintetében.

Ahogy szó esett róla, utalást jelenthet az egyes technológiák vákuumszivattyú méretezési képletei:
Az egyes számítási módszerekben használt jelöléseket egységesítettem, így q_v a vákuumszivattyú szívókapacitása, Q'_{max} a szennyvíz csúcshozama, r a levegőtényező (levegő/víz arány):

Az angol **Iseki** vákuumos szennyvízelvezető rendszer esetében (ISEKI 2004f):

$$qv = 1{,}5 \cdot r \cdot Q'\max \qquad (89)$$
$$r = 5 - 8$$

A német **Schluff** vákuumos szennyvízelvezető rendszer esetében (SCHLUFF 1990b):

Schluff 6 liter levegő / fő / perc vákuumszivattyú kapacitást ír elő faluban és 7,5 liter levegő / fő / perc igényt ír elő városban 1000 m-t nem meghaladó csatorna esetén. 1000 m csatorna hossz fölött 7,5 l illetőleg 9 l levegő / fő / perc vákuumszivattyú kapacitást ír elő. 7,5 l / fő / perc értékkel számolva:

$$qv = 30 \cdot Q'\max \qquad (90)$$

A német Víz- és Csatorna Egyesület munkacsoportja (**ATV**) az alábbiakat írja (ATV-DVWK 2004c):

$$qv = 3{,}125 \cdot r \cdot Q'\max \qquad (91)$$
$$r = 2 - 15$$

Az amerikai **Airvac** vákuumos csatornarendszerek esetében (OVF 1997 Airvac):

$$qv = 1{,}15 \cdot r \cdot Q'\max \qquad (92)$$
$$r = 6 - 11$$

A német **Roediger** cég a következő vákuumszivattyú méretezést és levegő-víz arányokat írja (OVF 1996 Roediger):

$$qv = 4 \cdot r \cdot Q'\max \qquad (93)$$
$$r = 5 - 12$$

A méretezési képletekben előfordul az r (levegő/víz arány), illetőleg tulajdonképpen kiszámítható a képlet alapján kiválasztott vákuumszivattyú tengelyteljesítménye segítségével a méretezési szennyvízforgalomra vonatkozó fajlagos energiaigény.

Ez pl. az **Iseki vákuumos rendszerek esetén 0.18 és 0.32 kWh/m^3** közötti elméleti értéket ad a szennyvízgyűjtés fajlagos energiafelhasználására.

A próbaszámítás az alábbiakban látható a legkisebb és legnagyobb említett levegő/víz arányok illetőleg 50 m3/h szennyvíz csúcshozam esetében:
Ha r = 5, akkor q_v = 50 m^3/h csúcs x 5 x 1.5 = 375 m^3/h.
A Nash Vectra XL60 vákuumszivattyú rendelkezik ilyen szívókapacitással és ehhez 9 kW tengelyteljesítményt igényel.
A számolt adatok alapján a szennyvízbegyűjtés fajlagos energiaigénye:
9 kW/50 m^3/h csúcs = 0.18 kWh/m^3.

Ha r = 8, akkor a vákuumszivattyú tengelyteljesítménye 16 kW, tehát 0.32 kWh/m^3 a szennyvízbegyűjtés fajlagos energiaigénye.

A többi rendszernél hasonló példán keresztül vizsgálva::

Schluff vákuumos rendszerek esetén 0.66 kWh/m^3 adódik.
(33 kW a tengelyteljesítménye az 1500 m^3/h szívókapacitású Nash Vectra XL250 vákuumszivattyúnak)

ATV esetén 0.16 – 1.28 kWh/m^3 adódik.
(8 kW a tengelyteljesítménye a 315 m^3/h-ás Nash Vectra XL60 vákuumszivattyúnak illetőleg 64 kW a tengelyteljesítménye a 2345 m^3/h-ás Nash Vectra XL350 vákuumszivattyúnak)

Airvac esetén 0.18 – 0.36 kWh/m^3 adódik.
(9 kW a tengelyteljesítménye a 345 m^3/h-ás Nash Vectra XL60 vákuumszivattyúnak illetőleg 18 kW a tengelyteljesítménye a 635 m^3/h-ás Nash Vectra XL60 vákuumszivattyúnak)

Roediger esetén 0.48 – 1.28 kWh/m^3 adódik.
(24 kW a tengelyteljesítménye az 1000 m^3/h-ás Nash Vectra XL130 vákuumszivattyúnak illetőleg 64 kW a tengelyteljesítménye a 2400 m^3/h-ás Nash Vectra XL350 vákuumszivattyúnak)

A vízgyűrűs Nash Vectra vákuumszivattyúk széles körben használatosak az egyes vákuumos szennyvízelvezető rendszerek vákuumgépházaiban; ezek szívókapacitás és tengelyteljesítmény felvételi jelleggörbéi a mellékletben szerepelnek.

4.3.2 A félüzemi vákuumos folyadékszállító tanpálya

4.3.2.1 A vákuumos folyadékszállító tanpálya leírása

Annak érdekében, hogy a vákuumos szennyvízgyűjtéssel kapcsolatos egyes kérdések szemléltetése illetőleg kísérletes vizsgálata elvégezhető legyen, megterveztem és átlátszó akrilcsőből megépítettem egy félüzemi kísérleti vákuumos folyadékszállító tanpályát a Temesvári Műszaki Egyetem Hidrotechnika Tanszékén. (A mellékletben látható a Temesvári Műszaki Egyetem Hidrotechnika Tanszékének ezzel kapcsolatos elismerő diplomája.)
A tanpálya kialakítása egyaránt szolgálhat hallgatóknak oktatási, demonstrációs, mérési gyakorlati, doktoranduszoknak és oktatóknak tudományos mérési, (valamint bizonyos érdekelt cégek számára kereskedelmi bemutató) célokat.

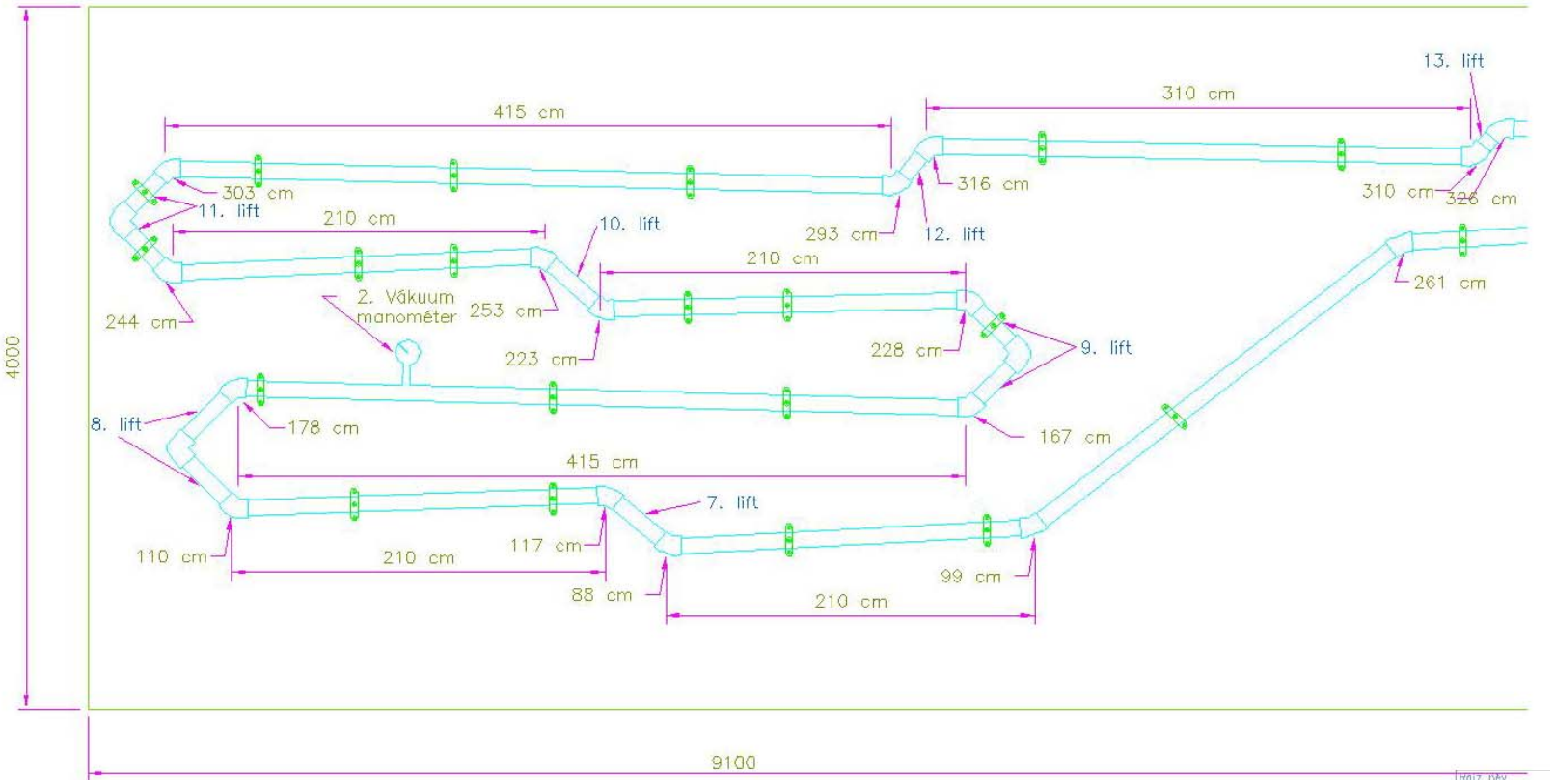
A tanpálya 88 méter hosszú DN 90 mm átmérőjű átlátszó csöves vákuumos gerincvezetékből, 2 db automatikus működésű 90 mm átmérőjű Iseki vákuumszeleppel ellátott életnagyságú SW Umwelttechnik beton gyűjtőaknából, és 1 db 1.5 m^3 térfogatú vákuumtartályból áll. A vákuumot 1 db Nash 2BV7070 típusú 2.4 kW teljesítményű villanymotorral ellátott 75 m3/h szívókapacitású folyadékgyűrűs vákuumszivattyú szolgáltatja, amit vagy 50 Hz-en lehet járatni, vagy a Danfoss márkájú frekvenciaváltó segítségével meghajtva egy megadott vákuumtartálybeli nyomásszintet lehet tartani.

A szennyvizet helyettesítő kékre festett folyadék tartályból a vákuumaknába történő visszacirkuláltatását 1 db 0.2 kW villamos kapacitású Ebara típusú búvárszivattyú biztosítja.

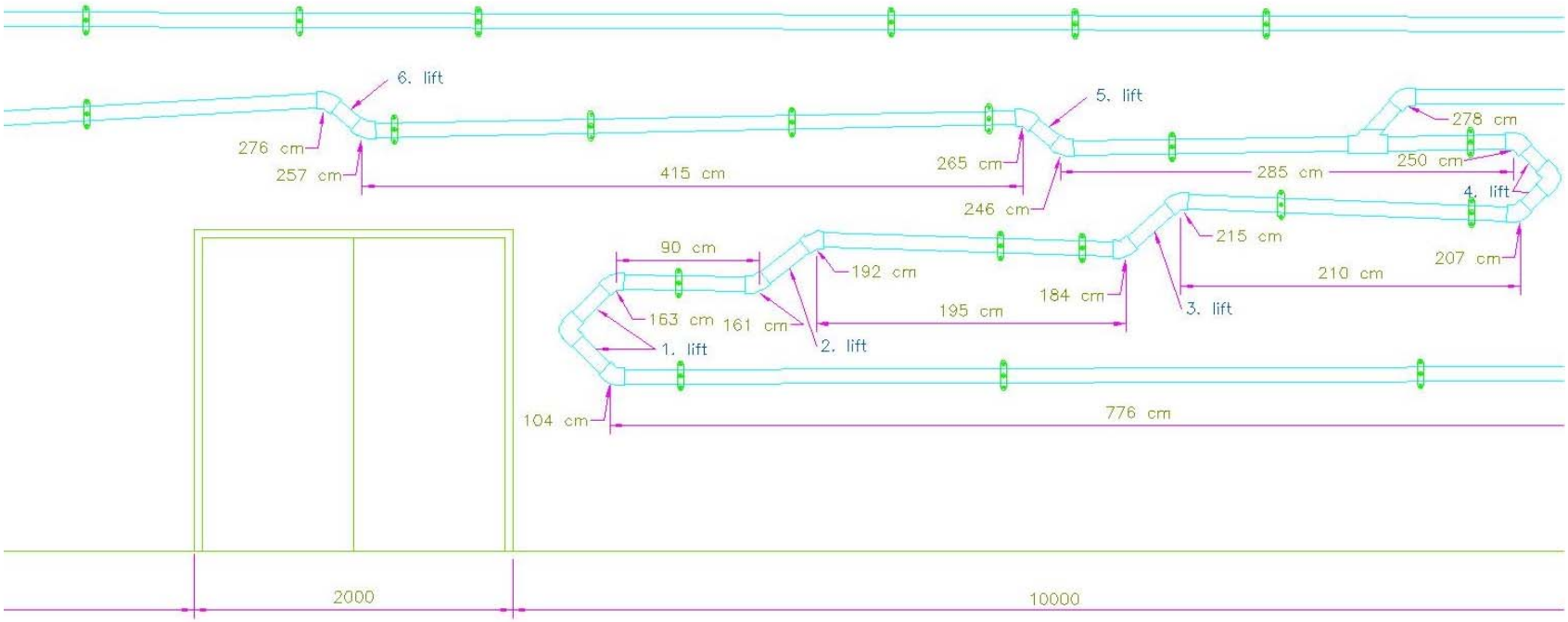
4.3.2.2 A vákuumos folyadékszállító tanpálya elemei

A 42. - 45. ábrákon látható a vákuumos folyadékszállító tanpálya tervrajza (a mellékletben látható a teljes tervrajz), és a 46. - 54. ábrákon láthatóak a tanpálya egyes alkotóelemeiről készült fényképek. A tanpálya a következő alkotóelemekből áll:

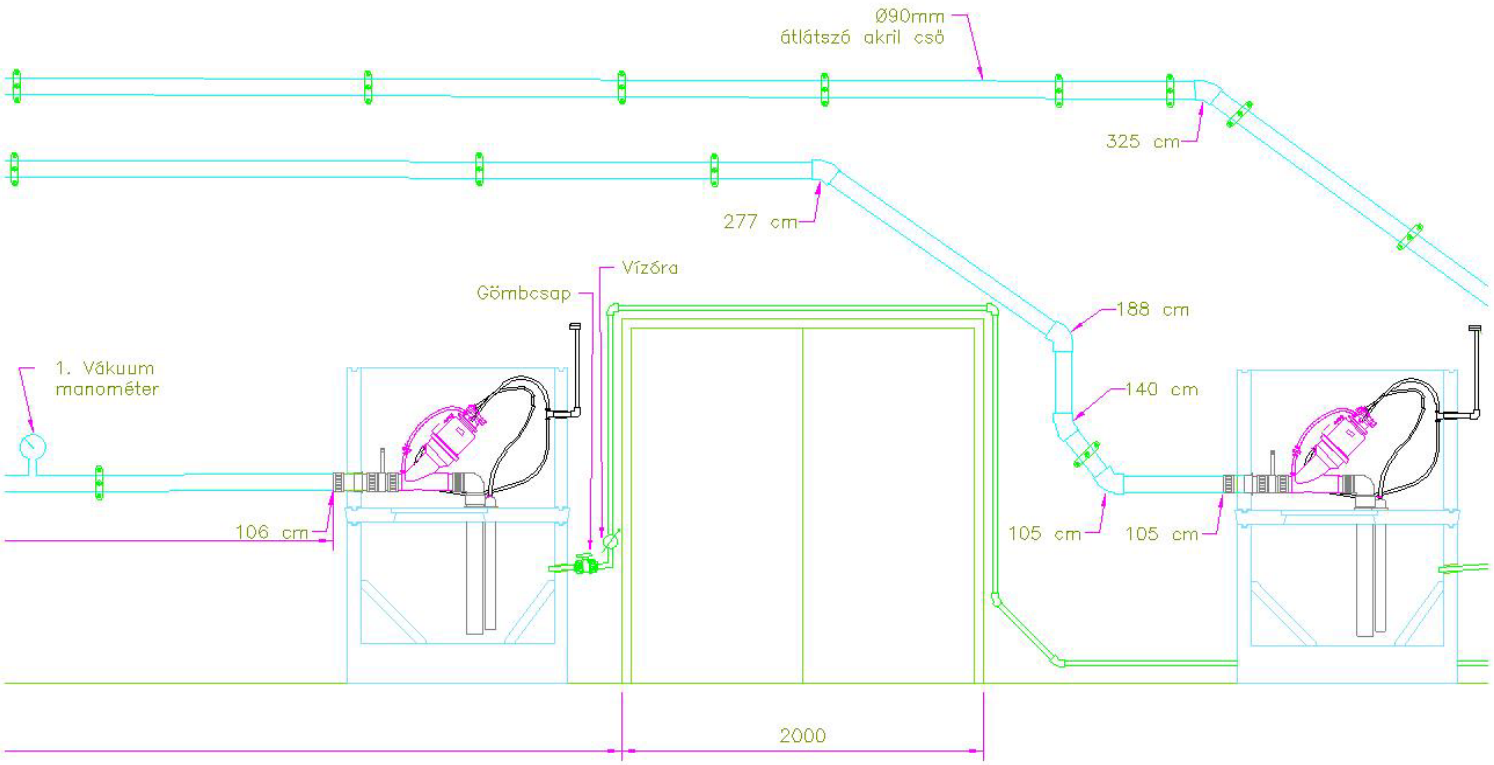
-betonakna – 2 db, 1 m belső átmérő közbenső födémmel, felső szűkítő elem nélkül, gyártmány: SW Umwelttechnik
-Iseki vákuumszelep – 2 db, DN 90 mm, belső átmérő 77 mm (metszeti ábra a mellékletben)
-vákuumtörő szelep – 1 db, DN ¾”
-átlátszó akril csővezeték – DN 90 mm, 88 m
-22 lift (nyitottra tervezett: 5 db)
-90° PVC könyök, G típus – 8 db, DN 90 mm
-45° PVC könyök, G típus – 41 db, DN 90 mm
-PVC tok, G típus – 15 db, DN 90 mm
-kötőbilincs – 6 db, DN 90 mm
-rögzítőbilincs – 72 db, DN 90 mm
-függőleges PE szívócső – 2 db, DN 90 mm
-PVC sűrítőcső – 2 db, DN 50 mm
-vákuumtartály – 1 db, álló, hengeres, átmérő 1 m, térfogat 1,5 m^3
-búvárszivattyú – 1 db, vákuumtartályba építve, Ebara 0.2 kW
-vákuumszivattyú – 1 db, Nash vízgyűrűs 2BV7070, motor Siemens 2,4 kW, szívókapacitás200-1000 mbara nyomáson 75 m^3/h (50 Hz-en, 15 °C gyűrűfolyadék és 20 °C telített levegő esetén), motorteljesítmény 2,4 kW (szívókapacitás jelleggörbéje a mellékletben)
-vákuummérő óra – 3 db, DN 100 mm, körszámlapos, osztás 2 tizedes pontossággal bar
-vízóra – 3 db, osztás 3 tizedes pontossággal m^3
-gázóra – 1 db, forgódugattyús Dresser Roots típus, max. 160 m^3/h, 1 tizedes pontossággal m^3 (hitelesítés jegyzőkönyve a mellékletben)
-villamos fogyasztásmérő óra – 1 db, Elster A1100 típus, 2 tizedes pontossággal kWh
-kapcsolószekrény – 1 db, Danfoss, frekvenciaváltós szabályzás
-vákuum nyomástávadó – 1 db, vákuumtartályra szerelve, a jelet a frekvenciaváltónak adja



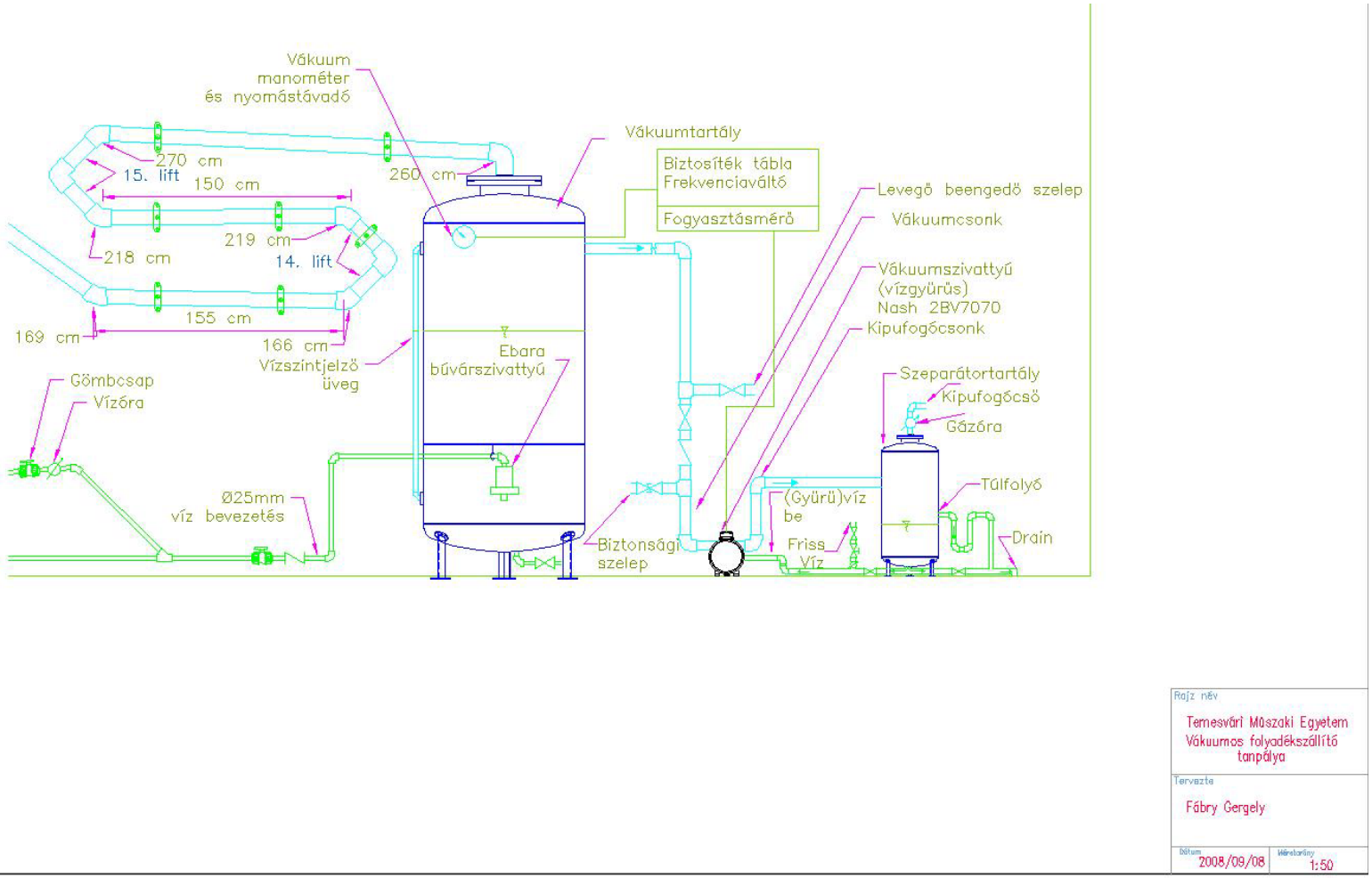
42. ábra: A vákuumos folyadékszállító tanpálya 1/4



43. ábra: A vákuumos folyadékszállító tanpálya 2/4



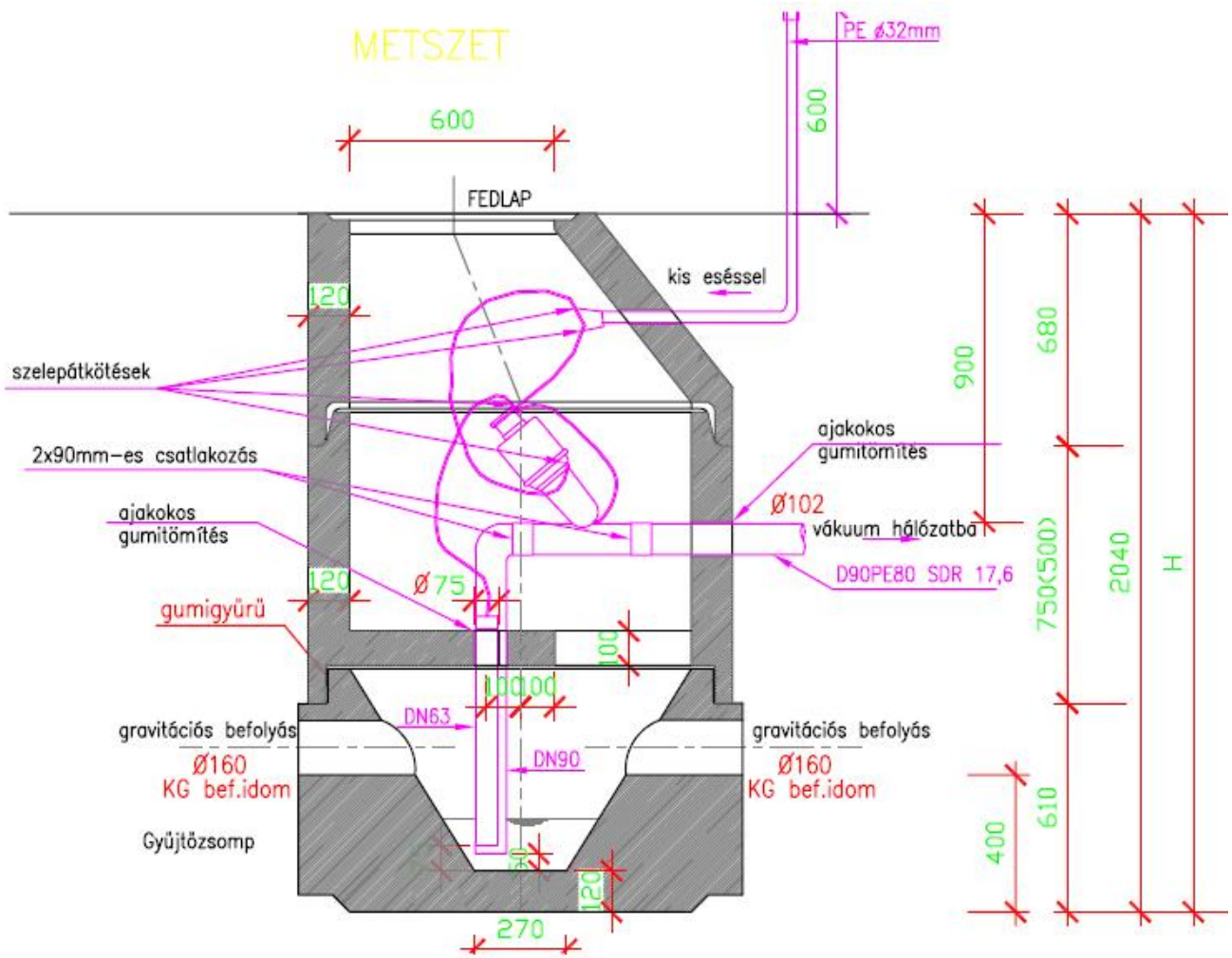
44. ábra: A vákuumos folyadékszállító tanpálya 3/4



45. ábra: A vákuumos folyadékszállító tanpálya 4/4

46. ábra: Az átlátszó csövekből épített vákuumos folyadékgyűjtő tanpálya

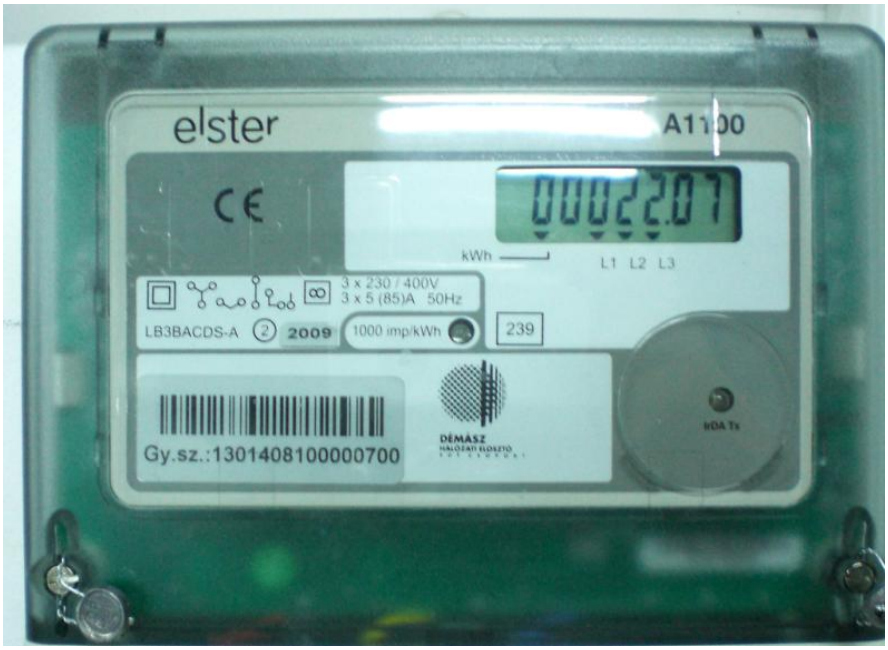
47. ábra: A tanpálya vákuumközpontjának NASH típusú vízgyűrűs vákuumszivattyúja a kipufogó csonkra csatlakoztatott szeparátortartállyal és forgódugattyús gázórával, kapcsolószekrénye, Danfoss frekvenciaváltója és Elster villamos fogyasztásmérője



48. ábra: Az SW Umwelttechnik típusú gyűjtőakna metszete és méretei

49. ábra: SW Umwelttechnik gyártmányú beton Iseki gyűjtőakna benne az Iseki vákuumszeleppel a tanpályán

50. ábra: A tanpálya vákuum- (más néven gyűjtő-) tartálya vákuum manométerrel és nyomás távadóval



51. ábra: Az Elster villamos fogyasztásmérő kijelzője

52. ábra: A tanpálya Danfoss frekvenciaváltójának kijelzője és vezérlő gombjai

53. ábra: A Dresser forgódugattyús gázóra számlálója

54. ábra: A NASH vízgyűrűs vákuumszivattyú a biztonsági szeleppel, a működéshez szükséges (és vízórával mérhető) víz betáplálással ill. elzáró és szabályzó szerelvényekkel

A beépített 22 db lift közül 14 db alkot 7 db ún. visszaforduló, dupla liftet. Megjegyzem, hogy ilyen a valóságban nem létezik, ezeket a tanpálya egyedi adottsága miatt kellett építeni. 5 db lift nyitottnak számít, mivel a mögöttük lévő csőszakaszban a csővezeték esése két lift között kisebb, mint a falvastagsággal csökkentett csőátmérő (0.08 m), 3 db pedig klasszikus értelemben vett zárt liftnek számít.

A tanpályába beépített összes vízemelés a vákuumszelep szívócsövét is beleszámítva 6.14 méter. A szelep 1 méteres szívócsöve csak nyitott szelepállásnál funkcionál, úgyhogy a vákuumszeleptől számított teljes vízemelés 5.14 méter.
A zárt lifteken a liftek teljes telítettsége esetén fellépő vízemelés mértéke

$$0.51 + 0.32 + 0.11 + 0.21 + 0.60 + 0.53 + 0.51 + 0.15 + 0.96 = 3.90 \text{ m} .$$

A beépített 22 lift hidrosztatikai és szempontból egy közepesen nagyméretű települési vákuumos szennyvízelvezető rendszert modellez, mivel a vákuumos szennyvízgyűjtő rendszeren az egy vízvonalba beépíthető standard 0.30 m emelőmagasságú liftek maximális száma 30 db (tervezési szinten 25 db). Teljesen vízszintes terepen a 22 lift az átlagosan 150 m távolságú liftközzel 3300 m hosszú vákuumvezetékkel egyenértékű.

Ahogy már részletesen ismertetésre került, az egymástól távolabb lévő liftekből álló települési rendszerek alapvetően úgy működnek, hogy a szelepnyitáskor betóduló atmoszférikus nyomású levegő hatására megnövekedett nyomás a rendszerben a gépház felé lépcsőzetesen előrehaladva az egyes liftekben éppen tartózkodó vizet a lift tetején túllökik, majd a kimozdított vízdugó egy darabig gyorsul, majd szétesik és lecsorog a következő lift aljára és ott összegyűlik a következő nyomáslökést várva. Ilyen szempontból vizsgálva a rendszer működését le lehet úgy egyszerűsíteni, hogy a liften történő átbuktatás után a szennyvíz már tulajdonképpen energia befektetés nélkül is pusztán gravitációs úton lecsorogna a következő lift aljába. Tehát, ha a liftek közötti távolságot a tanpályán ésszerű mértékben csökkentjük, attól még a modellezhetőség gyakorlati szempontból jó marad. (Megjegyzem, hogy a gyakorlati életben, valós üzemi körülmények között DN 90 mm-es csővel megengedett a liftek közötti 3 m távolság.)

A fenti okfejtés alapján kijelenthető, hogy a tanpálya – bár félüzemi körülmények között épült – hidrosztatika és energiaigény vizsgálatának szempontjából életszerűen modellez egy valós települési rendszert.
(Megjegyzendő, hogy a települési vákuumos szennyvízgyűjtő rendszerekben a vákuumszelepek az ágak vége és a vákuumközpont között közel egyenletes eloszlásban helyezkednek el, ami azt jelenti, hogy a tanpályán mért ágvégi energiafogyasztási adatoknál a települési átlagadatok értelemszerűen kisebb értékűek lesznek.)

4.3.2.3 A vákuumos folyadékgyűjtő tanpálya gyakorlati üzemeltetési tartománya

Vákuumszint: 0.2 – 0.7 bar abs. közötti tartományban a tartályban mérve
A tartály vákuumnyomás beállítása vagy
a) fix fordulatszámon működő vákuumszivattyú mellett a vákuumtörő (biztonsági) szelepen történő rontólevegő beeresztés beállításával, vagy
b) frekvenciaváltós szabályzással a vákuumtartályon lévő nyomástávadóról vezérelt vákuumszivattyú fordulatszám segítségével történhet.

Iseki vákuumszelep nyitási ütemszám: maximum 2 ciklus/perc, minimum: nincs korlát
Beállítása a víz hozzáadagolás fojtásával történhet. A vákuumszelep 0.75 bar abs. helyi nyomásérték felett nem nyit ki (a szelep rugóereje miatt).

Egy ciklusban beemelt víz: 30 – 50 liter (a mérések során 31-33 l adódott)
Ennek beállítása a gyűjtőaknában lévő szívócső és a sűrítőcső emelésével illetve süllyesztésével lehetséges.

Szelep ciklusidő: 4 – 13 sec
A vákuumszelepen kb. 2 – 5 sec alatt halad keresztül a gyűjtőaknában összegyűlt mintegy 30 – 50 liternyi szennyvízadag (vízidő), majd másik kb. 2 – 8 sec alatt kerül beszívásra a hozzávetőlegesen 80 – 400 liter mennyiségű atmoszférikus nyomású levegő (levegő). A vákuumszelep kontrollerbe épített szabályozó csavar óramutatóval megegyező irányú kismértékű állításával a levegőidőt növelni, ellenkező irányú fordításával a levegőidőt csökkenteni lehet. Ezzel lehet szabályozni a rendszer üzemének levegő/víz arányát.

Víz térfogatáram: 2 vákuumszelep nyitási ciklus/perc ütemszám esetén 4.8 m^3 óránkénti vízforgalmat lehet elérni vákuumszelepenként, ami körülbelül 160 vidéki háztartás csúcsidejű szennyvízforgalmával egyezik.

(100 liter/fő/nap x 3 fő/ház x 160 ház / 10 h = 4800 l/h)

Levegő/víz arány: Kb. 1:1 – 10:1 között változtatható, beállítása a szelep levegőidejének állításával lehetséges.

4.3.2.4 A tanpálya magassági nyomvonalvezetésének elemzése

A vákuumos folyadékszállító tanpályát szándékosan, demonstrációs célokból úgy terveztem, hogy abban néhány az építők által tipikusan elkövetett magassági vonalvezetési hiba is előforduljon. A következőkben számba veszem azokat a 42. - 45. ábrák alapján.
Az 1. és 2. lift közötti távolság kicsi, a csővezeték esése mindössze 20 mm. A 2. lifthez felkerülő, abban lenyugvó szennyvíz jó része visszaesik az 1. liftbe. Kis levegő víz aránynál az 1. és 2. lift együtt telhet fel egy nagy liftet alkotva.
A jobb oldali vákuumszelep akna bekötő Y ágidoma túl közel van a 4. lifthez demonstrálandó, hogy a 2. akna felől érkező szennyvíz egy része ily módon hátrakerülve beeshet a 4 liftbe.
A 2. vákuumakna bekötő vezetéke visszafelé esik bemutatva, hogy ilyen építésnek az lehet a következménye, hogy a szelep előtti vezeték feltelik vízzel.
A 14. és 15. liftek között gyakorlatilag vízszintes a vezeték, ezáltal az esetek nagy részében a két lift egy nagy liftként dolgozik.

4.3.3 Méréssorozat a vákuumos folyadékgyűjtő tanpályán

4.3.3.1 A méréssorozat leírása

A tanpályán mérhető a vákuumtartályban illetve két helyen a vákuumvezetékben uralkodó absz. nyomás, az átáramlott levegő és víz térfogatárama, a vákuumszivattyú energiafelhasználása, a vákuumszelep nyitásainak száma és egyedi levegőbeszívási ideje, az egyes liftekben összegyűlt folyadékoszlop magassága.
A tanpályán állítani lehet a víz térfogatáramát és a vákuumszelep levegőbeszívási idejét. Állítani és szinten lehet tartani a vákuumtartályban uralkodó absz. nyomást (nyomás távadóról kapott jel alapján a vákuumszivattyú fordulatszámának frekvenciaváltós szabályozásával).

A kiépített tanpályával vizsgálható a rendszerek működése szempontjából két legfontosabb műszaki paraméter, a fajlagos villamos energiaigény és a csőág menti statikus vákuumveszteség (bar).

Az állított, szabályozott és mért adatokból kiszámítható a térfogategységnyi szállított vízre jutó fajlagos energiafelhasználás (célszerűen kWh/m^3) a különböző levegő/víz arányok (m^3/m^3) és vákuumtartály nyomások (bar abs.) esetén.

A méréseket a jobb dokumentálhatóság érdekében kékre festett vízzel végeztem. Az egyes stacioner állapotokat lefényképeztem.

A tartály nyomását beállítottam rendre 0.28, 0.34, 0.4, 0.45, 0.5, 0.55 bar abs. értékekre, amely nyomást annak a vákuumszelep nyitáskori esése esetén a vákuumszivattyú folyamatosan helyreállított.

Az egyes tartálynyomás értékeken hajtottam végre legalább 10-10 vákuumszelep nyitásból álló méréssorozatokat a különböző vákuumszelep levegőidő beállításoknál.

Az egyes méréssorozatok végrehajtása idején a víz térfogatáramát nem változtattam.

A mért értékek legnagyobb levegő/víz aránya az adott tartálynyomásnál beállítható maximális szelep levegőidő volt. A méréssorozatokat a nagyobb vákuumszelep levegőidőknél kezdtem, hogy a tanpálya esetleges elvizesedésének „kitisztítása" ne okozzon mérési bizonytalanságot és a kisebb szelep levegőidő felé haladtam. A legkisebb beállított levegőidő 2 sec volt. Ennél kisebb levegőidőt már csak a szelep ún. szuszogóvezetékének kiszerelésével lehetett biztosítani.

Minden méréssorozat végén a legkisebb légfelesleg beállításánál a rendszerben már olyan sok víz gyűlt össze, hogy a szelepnyitásakor a víz gyűjtőaknából történő beszívása a helyi vákuumot már oly mértékig legyengítette, hogy a szelep már levegő beszívása nélkül lezárt, azaz a rendszer elvizesedett és üzeme lefulladt. A következő méréssorozatot ezért általában ún. kézi kijáratással történő légfelesleg biztosításával indítottam.

4.3.3.2 A vákuumos folyadékszállító tanpályán végzett méréssorozat jegyzőkönyve (mellékletben)

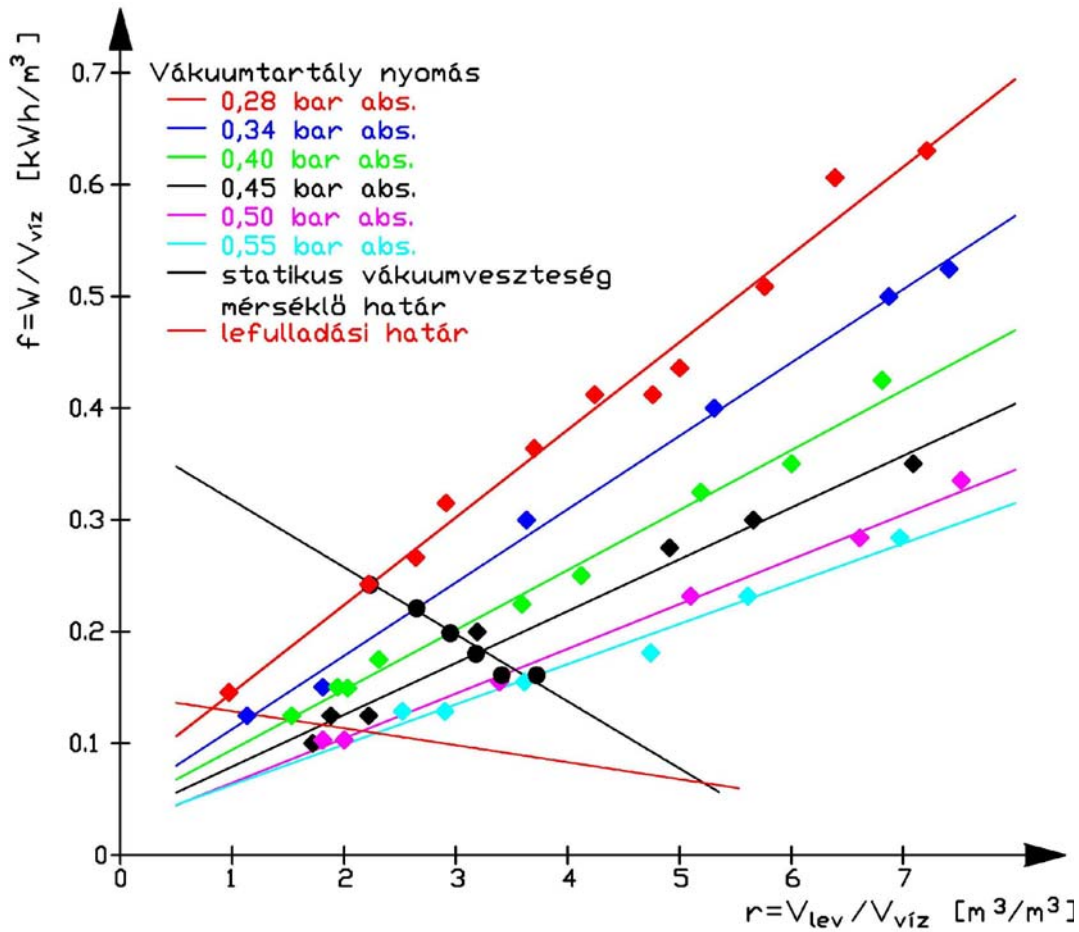
Az elvégzett méréssorozat során készült jegyzőkönyv a mellékletben található.

4.3.3.3 A mérések alapján készített diagramok

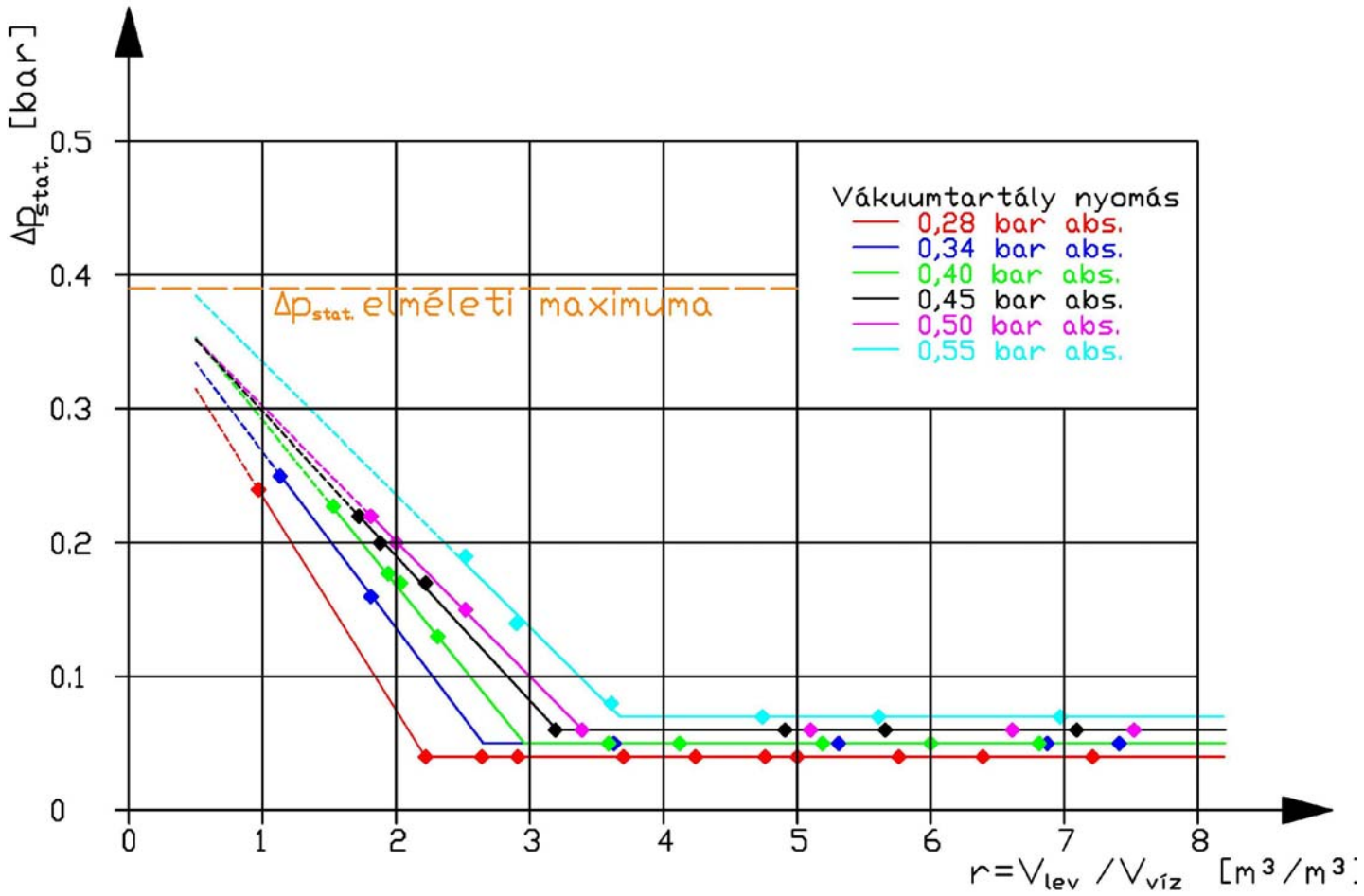
A **vákuumos folyadékszállítás fajlagos villamos energiaigénye** diagramon (55. ábra) ábrázoltam a mérési jegyzőkönyvben dokumentált adatok alapján számolt, 1 m^3 víz vákuumos folyadékszállítására felhasznált fajlagos villamos energiafogyasztás értékeket (f, kWh/m^3 víz) a levegő/víz arány (r) függvényében a különböző vákuumtartály nyomásértékek, mint görbeparaméter esetén.

A **vákuumos folyadékszállítás statikus vákuumvesztesége** diagramon (56. ábra) ábrázoltam az egyes méréssorozatok során dokumentált statikus vákuumveszteség (azaz a vákuumtartály és a csőág vége közt mérhető nyomáskülönbség) értékeket a levegő/víz arány függvényében a különböző vákuumtartály nyomásértékek (mint görbeparaméter) esetén.

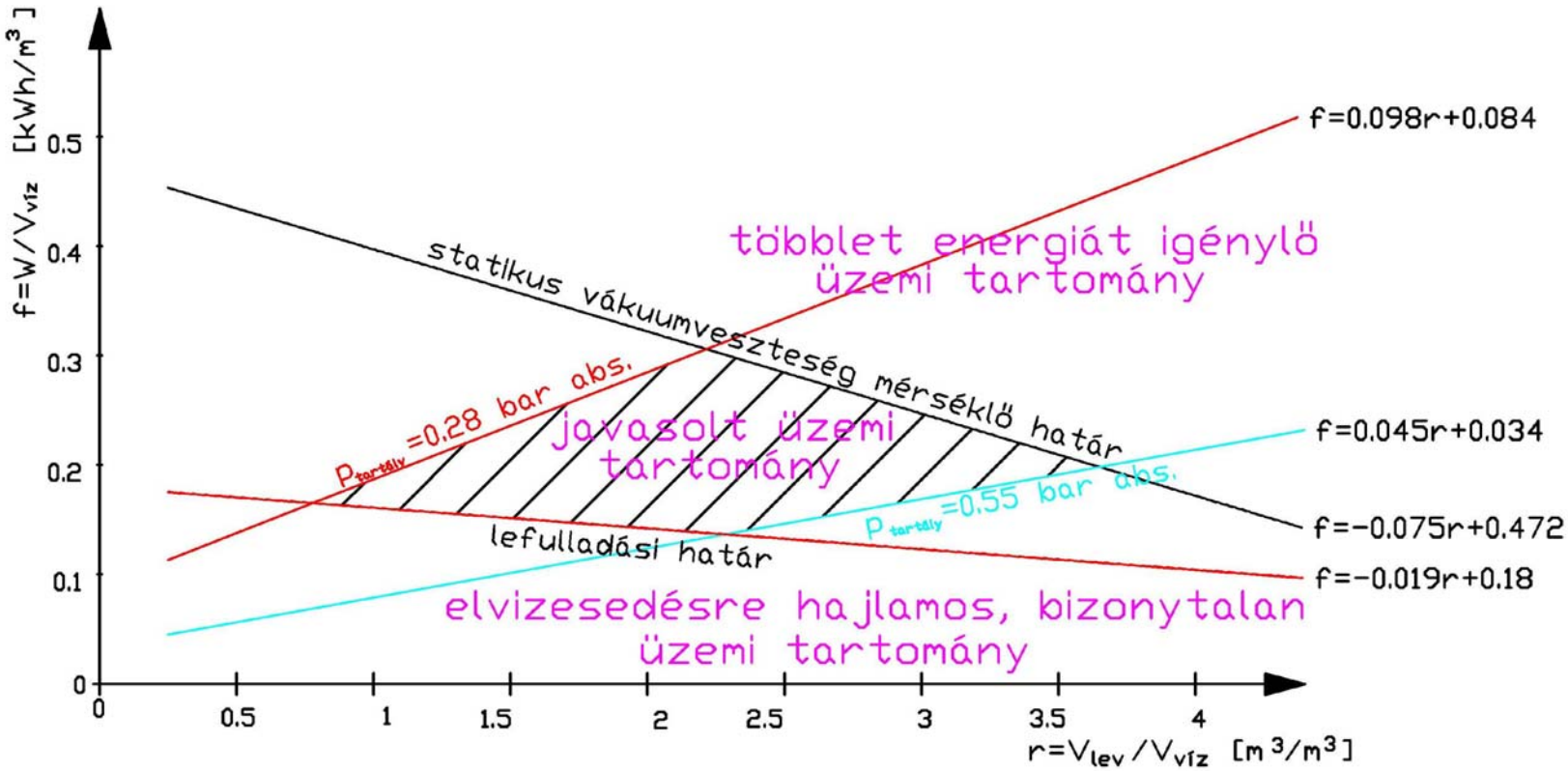
A **vákuumos folyadékszállítás javasolt üzemi tartománya** diagramon (57. ábra) a vákuumos folyadékszállítás fajlagos villamos energiaigénye diagram egy kinagyított tartománya látható magyarázatokkal kiegészítve.



55. ábra: A vákuumos folyadékszállítás fajlagos energiaigénye a levegő/víz arány és a vákuumtartály nyomás függvényében



56. ábra: A vákuumos folyadékszállítás statikus vákuumvesztesége a levegő/víz arány és a vákuumtartály nyomás függvényében



57. ábra: A vákuumos folyadékszállítás javasolt üzemi tartománya

A méréssorozat alapján számított (fajlagos energiaigény) és mért (statikus vákuumveszteség) pontokra illesztett egyenesek jellemzői

A vákuumos folyadékszállító tanpályán lefolytatott méréssorozatok alapján Mathcad szoftver segítségével diagramokon ábrázoltam a

a) tanpályán mért adatokból számított fajlagos villamos energia fogyasztást a levegő/víz arány függvényében (görbeparaméter: vákuumtartályban tartott nyomás), és a

b) tanpálya csővezetékén mért teljes statikus vákuumveszteséget a levegő/víz arány függvényében (görbeparaméter: vákuumtartályban tartott nyomás).

Mathcad szoftver segítségével egyeneseket illesztettem az egyes vákuumtartálybeli nyomásértékek melletti fajlagos villamos energiafogyasztás illetőleg teljes statikus vákuumveszteség mérési pontokra.
A fajlagos villamos energiafogyasztás diagramon megjelenített illesztett egyenesek egyenletei és R^2 értékei az alábbiak a görbeparamétereik alapján:

0.28 bar abs.	$f = 0.098 \cdot r + 0.084$	($R^2 = 0.984$)	(94)
0.34 bar abs.	$f = 0.082 \cdot r + 0.059$	($R^2 = 0.996$)	(95)
0.4 bar abs.	$f = 0.067 \cdot r + 0.051$	($R^2 = 0.99$)	(96)
0.45 bar abs.	$f = 0.058 \cdot r + 0.041$	($R^2 = 0.983$)	(97)
0.5 bar abs.	$f = 0.05 \cdot r + 0.031$	($R^2 = 0.996$)	(98)
0.55 bar abs.	$f = 0.045 \cdot r + 0.034$	($R^2 = 0.976$)	(99)

A további egyenesek ill. az egyenesekre jellemző adatok terjedelmükre való tekintettel a mellékletben kerültek elhelyezésre.

4.3.3.4 Az energiaigény és a statikus vákuumveszteség diagramok kiértékelése

A korábbiakban már taglaltam, hogy lényegében három fő cél elérésére kell törekedni a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek üzemével kapcsolatban:

-a csővezetékek végén az adott körülmények között elérhető lehető legnagyobb vákuum álljon rendelkezésre,
-a rendszer lefulladás nélkül, biztonságosan üzemeljen és
-a rendszer fajlagos energiafogyasztása a lehető legkisebb legyen.

A fenti paraméterek, bár teljesen egyszerűnek és logikusnak tűnnek, a vákuumos szennyvízelvezetés technikatörténetében tudomásom szerint még nem lettek egyidejűleg meghatározva.

Látható, hogy az egyes vákuumtartály nyomásértékek mellett a levegő/víz arány növelésével egyenes arányban növekszik az 1 m^3 víz szállítására fordítandó energia.
Látható továbbá, hogy azonos levegő/víz arány mellett az 1 m^3 víz szállítására fordított energiaigény a tartály nyomásával fordított arányban nő.

A 4.1.1.5 fejezetben a (7) egyenletben definiáltam a vákuumos szennyvízelvezető rendszer csőhossz menti, a hossz-szelvény geometriájától (liftkialakítási és ellenesési viszonyaitól) függő, a liftek (vízzsákok) 100 százalékos töltöttsége esetén elért lehetséges maximális statikus vákuumveszteséget.

A vizsgálati körülmények között lefolytatott méréssorozat nyilvánvalóvá tette, hogy a levegő/víz arány egy bizonyos – a vákuumtartály nyomásértékétől függő – határig történő növelése minden egyes vákuumtartály nyomásérték esetén csökkenti a csőhossz menti statikus vákuumveszteséget.
A statikus vákuumveszteség csökkenés fizikai magyarázata abban keresendő, hogy a levegő/víz arány növelése eredményeképpen a liftek, vízzsákok töltöttsége csökken.

Az is kiderült a mérésekből, hogy a levegő/víz arány fent említett határ fölé növelése már további statikus vákuumveszteség csökkenést nem eredményez, azaz lesz egy minimális, a rendszer geometriájától függően beálló vízzsák töltöttség. A statikus vákuumveszteség diagramon látható minden vákuumtartály nyomás esetén ez a bizonyos kitűntetett érték, amelynél tovább növelve a levegő/víz arányt a csőág menti teljes statikus vákuumveszteség már nem csökken.
Ez egyúttal arra a felismerésre is vezetett, hogy a levegő/víz arányt teljesen felesleges e határ fölé növelni, mivel a további növelés már az ág végén elérhető vákuumszint növelése szempontjából eredményt nem hoz, ezzel szemben a szállítás energiaigényét növeli.

Az egyes vákuumtartály nyomásokhoz tartozó, a levegő /víz arány növekedése esetén már további statikus vákuumveszteség csökkenést nem eredményező határpontokat (amely a meredeken csökkenő és a vízszintes egyenes metszéspontja) **statikus vákuumveszteség mérséklő pontoknak** neveztem el.

A fajlagos energiaigény levegő/víz aránytól való függését ábrázoló 55. ábrán a statikus vákuumveszteség mérséklő pontok a megfelelő vákuumtartály nyomásérték görbén megjeleníthetőek. Az ezekre a pontokra itt ugyancsak Mathcad szoftver segítségével illesztett regressziós egyenest **statikus vákuumveszteség mérséklő határnak** neveztem el és az alábbi egyenlettel jellemezhető:

$$f = -0.075 \cdot r + 0.472 \qquad (100)$$

Az illesztett egyenest jellemző adatokat terjedelmükre való tekintettel a mellékletben helyeztem el.

Az ésszerű üzemelési tartomány levegő/víz arányai felső határának meghatározása után vizsgáljuk meg az alsó határt is.
Amint arra már utaltam, a levegő/víz arány egy értéken aluli csökkentése oly mértékű statikus nyomásveszteséget eredményez, hogy a vákuumszelep nyitásakor a víz beszívása a vákuumot helyileg annyira lecsökkenti, hogy a szelep már nem képes szállítólevegőt beszívni és a rendszer elvizesedik.
A egyes vákuumtartály nyomások esetén mért legkisebb, még üzembiztos levegő/víz arányok melletti üzempontok MathCad szoftver általi illesztésével kapott egyenest **lefulladási határegyenesnek** neveztem el és az az alábbi egyenlettel jellemezhető:

$$f = -0.019 \cdot r + 0.18 \qquad (101)$$

Az illesztett egyenest jellemző adatokat terjedelmükre való tekintettel a mellékletben helyeztem el.

A két határegyenes és a 0.28 bar abs. és 0.55 bar abs. vákuumtartály nyomás egyenesek kijelölnek egy négyszög alakú tartományt a fajlagos energiaigényt a levegő/víz arány függvényében ábrázoló diagramon, amit **javasolt üzemi tartománynak** neveztem el.

A jobb átláthatóság érdekében az 57. ábrán kinagyítva és magyarázatokkal kiegészítve megjelenítettem a vákuumos folyadékszállítás javasolt, energiapazarló és elvizesedésre hajlamos üzemi tartományát.

Az 5.14 m teljes vízemelésű, 100%-os telítettségű normál nyugalmi állapotban összesen 3.90 m statikus vákuumveszteségű vákuumos folyadékszállító rendszer kívánatos működési pontja a javasolt üzemi tartománynak nevezett területen belül helyezkedik el, és a vákuumos folyadékszállítás energetikailag célszerű üzembeállítását a lefulladási határgörbe és a statikus vákuumveszteség elimináló határgörbe közötti tartomány legmagasabb vákuumközpont tartálynyomás mellett fenntartható üzeme jelenti.

4.3.4 Következtetések és összefoglalás

A vákuumos folyadékszállítás térfogategységnyi szállított folyadékmennyiségre vetített fajlagos energiaigénye kísérletes meghatározása céljából az üzemi körülményeket modellező 22 db lifttel ellátott DN 90 mm akrilcsőből összesített 5.14 m emelőmagasságú, 88 m hosszúságú tanpályát terveztem és építettem. A tanpályán mértem és szabályoztam a forgalmazott víz térfogatáramát, a szállító levegő térfogatáramát, a vákuumközpont vákuumnyomását, mértem a vákuumszivattyú energia-felvételét, a beemelő vákuumszelepek ciklusszámát és a csőhálózat vákuumszintjét. A mérési eredmények alapján az alábbi következtetéseket tudtam levonni:

-Kisebb vákuumtartálybeli nyomás tartása minden egyéb paraméter változatlansága esetén növeli a vákuumos szennyvízgyűjtés fajlagos energiaigényét.

-A levegő/víz arány növelésével egyenes arányban nő a vákuumos szennyvízgyűjtés fajlagos energiaigénye és minél kisebb a vákuumtartálybeli nyomás, annál meredekebb a levegő/víz arány és a fajlagos energiaigény közti kapcsolatot reprezentáló egyenes.

-Kisebb vákuumtartálybeli nyomás növeli a beszívott levegő térfogati hányadát a csővezetékben, ezáltal a liftek telítettsége kisebb, tehát a vákuumos folyadékszállító csővezeték hossza mentén keletkező statikus vákuumveszteség minden egyéb paraméter változatlansága esetén monoton csökken a vákuumtartályban tartott nyomás csökkentésével.

-A vákuumos folyadékszállító csővezeték hossza mentén keletkező statikus vákuumveszteség minden egyéb paraméter változatlansága esetén monoton nő a levegő/víz arány csökkentésével.

-A vákuumos folyadékszállítás folyamata a levegő/víz arány egy határ alá történő csökkentésével illetőleg a vákuumközpont abszolút nyomásának egy határ fölé történő növelésével lefullad.

-Kisebb vákuumtartálybeli nyomás esetén kisebb levegő/víz aránynál következik be a rendszer működésének lefulladása.

-A vákuumos folyadékszállítás során a levegő/víz arány egy határon túl történő növelése már nem csökkenti a rendszer statikus vákuumveszteségét, tehát az e határ fölötti levegő/víz aránnyal történő üzemeltetés értelmetlen energiapazarlás.

-A vákuumos folyadékszállítás energetikailag célszerű üzembeállítását a lefulladási határgörbe és a statikus vákuumveszteség elimináló határgörbe közötti tartomány legmagasabb vákuumközpont tartálynyomás mellett fenntartható üzeme jelenti.

5. AZ EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

A vákuumos csővezeték magassági vonalvezetése hidrosztatikai összefüggéseinek meghatározása:

-meghatároztam a zárt illetőleg nyitott liften keletkező statikus vákuumveszteséget két fázis (víz és levegő) jelenlétében állandósult állapotban;

-számba vettem és meghatároztam a helytelen vonalvezetésű (ellenesésű, vízszintes, a liftszerkesztés szabályainak figyelmen kívül hagyásával épített) szakaszokat is tartalmazó vákuumos csővezeték hossza mentén statikus vákuumveszteségeket okozó egyes elemeket illetőleg a csőág menti teljes (száz százalékos telítettséghez tartozó) statikus vákuumveszteséget két fázis (víz és levegő) egyidejű jelenléte esetén állandósult állapotban.

A vákuumszivattyúból, vákuumtartályból és csőhálózatból álló vákuumrendszer légritkításának vizsgálata:

-vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkításának koncentrált paraméterű modellezését elvégeztem;

-vákuumos szennyvízelvezető rendszerek légritkításának osztott paraméterű modellezését elvégeztem;

-az összenyomható közeg (levegő) csőben való nem adiabatikus, instacionárius áramlását leíró egyenleteket alkalmaztam;

-az egyenletek megoldására a peremfeltételeket meghatároztam, továbbá alkalmaztam a karakterisztikák módszerét;

-az interpolációs rácsmódszert alkalmaztam és a feltételeket megteremtettem (az összefüggéseket és a peremfeltételeket megfogalmaztam) egy, a csővezetékek légritkítását számolni képes program kidolgozására és ezt a programot elkészítettem;

-légritkítási méréseket végeztem települési vákuumos szennyvízelvezető rendszereken egy fázis (levegő) jelenléte esetén.

A vákuumos folyadékszállítás fajlagos energiaigényének és hidrosztatikájának kísérletes meghatározása és a feltárt összefüggések leírása:

- a vákuumos folyadékszállítás térfogategységnyi szállított folyadékmennyiségre vetített fajlagos energiaigénye és optimális üzemtartománya kísérletes meghatározása céljából az üzemi körülményeket modellező 22 darab lifttel ellátott, 88 m DN 90 mm akrilcsőből, összesített 5.14 m emelőmagasságú kísérleti tanpályát terveztem és építettem (a mellékletben látható a Temesvári Műszaki Egyetem Hidrotechnika Tanszékének ezzel kapcsolatos elismerő diplomája);

-a tanpályán mértem és szabályoztam a forgalmazott víz térfogatáramát, a szállító levegő térfogatáramát, a vákuumközpontban uralkodó nyomást, mértem a vákuumszivattyú energiafelvételét, a beemelő vákuumszelepek ciklusszámát és a csőhálózat vákuumszintjét, és a kísérletek alapján:

-meghatároztam a vákuumos folyadékgyűjtés fajlagos energiaigényét a levegő/víz arány függvényében;

-bevezettem a statikus vákuumveszteség mérséklő határgörbe és a lefulladási határgöbe fogalmát;

-meghatároztam a vákuumos folyadékgyűjtés energetikailag optimális (célszerű) üzemelési tartományát.

A fenti hidrosztatikai megállapítások alapján a vákuumos folyadékszállító csővezeték optimális magassági vonalvezetését kialakító hossz-szelvényszerkesztő szoftverét kidolgoztam.

A kidolgozott hossz-szelvényszerkesztő szoftver gyakorlati alkalmazásaként a világ legnagyobb épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszere (Ománi Szultánság, Seeb projekt, 215 km vákuumos csőhálózat) vákuumcsatorna hossz-szelvényeit megterveztem.
(Az Iseki Vacuum Systems Ltd. ezzel kapcsolatos nyilatkozata illetőleg egy csőág hossz-szelvényének tervrajza a mellékletben látható.)

Az eredmények tézisszerű megfogalmazása

1. tézis

A vákuumos folyadékszállító csővezeték emelésein a lift teljes töltöttségi állapotában nyugalmi állapotban fellépő maximális nyomásveszteség (statikus vákuumveszteség) a lift geometriája szerint két fázis (víz és levegő) jelenlétében az alábbi összefüggéssel írható le
-zárt liften:

$$\Delta p_{stat} = \rho \cdot g \cdot \left[\cos(45+\alpha') \cdot \sqrt{2} \cdot (e-d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin\alpha'\right]$$

-nyitott liften:

$$\Delta p_{stat} = 0$$

2. tézis

A helytelen magassági vonalvezetésű (ellenesésű, vízszintes, a liftszerkesztés szabályainak figyelmen kívül hagyásával épített) szakaszokat tartalmazó vákuumos folyadékszállító csővezeték két vége között száz százalékos telítettségű normál nyugalmi állapotban fellépő maximális nyomáskülönbség (teljes statikus vákuumveszteség) két fázis (víz és levegő) egyidejű jelenléte esetén az alábbi összefüggéssel jellemezhető:

$$\sum \Delta p_{stat} =$$

$$= \rho \cdot g \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{n} \left[\cos(45+\alpha'_i) \cdot \sqrt{2} \cdot (e_i - d) - \sqrt{2} \cdot d \cdot \sin(\alpha'_i)\right] + \sum_{j=1}^{m'} K_j - L \cdot d + \sum_{k=1}^{z} c_k \right\}$$

3. tézis

A vákuumos szennyvízelvezető rendszer központi vákuumtartályában szabályozottan tartott abszolút nyomás csökkentése – minden egyéb paraméter változatlansága mellett – statisztikusan biztosítottan (R^2 = 0.91 … 0.996) növeli a szennyvízgyűjtés fajlagos energiaigényét.

4. tézis

A levegő/víz arány növelése minden egyéb paraméter változatlansága esetén egyenes arányban növeli a vákuumos folyadékgyűjtés fajlagos energiaigényét.

A valós nagyméretű települési vákuumos szennyvízelvezető rendszereket modellező tanpályán a levegő/víz arány és a vákuumos folyadékgyűjtés fajlagos energiaigénye közti kapcsolatot ábrázoló illesztett egyenesek az egyes vákuumtartály nyomások esetén (0.28, 0.34, 0.4, 0.45, 0.5 és 0.55 bar abs.) az alábbiakkal jellemezhetőek (fajlagos energiafogyasztás: $f = W/V_{víz} = [kWh/m^3]$, levegő/víz arány: $r = V_{lev}/V_{víz} = [m^3/m^3]$, s és b: egyeneseket jellemzik):

$$f = s \cdot r + b$$

$s = 0.045 \ldots 0.098$
$b = 0.031 \ldots 0.084$
$r = 0.97 \ldots 7.52$

5. tézis

Kísérletileg igazoltam, hogy a liftes kialakítású vákuumos folyadékszállító csővezeték két vége közt adott folyadékmennyiség továbbítása utáni nyugalmi állapotban fellépő nyomáskülönbséget (teljes statikus vákuumveszteség) ábrázoló mérési pontokra illesztett függvény – minden egyéb paraméter változatlansága mellett – egyaránt monoton nő a központi vákuumtartályban szabályozottan tartott abszolút nyomás növelésével és a levegő/víz arány csökkentésével.

A vákuumos folyadékszállítás folyamata a levegő/víz arány egy bizonyos határ alá történő csökkentésével illetőleg a központi vákuumtartályban szabályozottan tartott abszolút nyomás egy bizonyos határ fölé történő növelésével a rendszer nem kívánatos teljes elvizesedése következtében lefullad.

A valós nagyméretű települési vákuumos szennyvízelvezető rendszereket modellező tanpályán ez a lefulladási határ $r = 0.82 \ldots 2.28$ tartományban az $f = -0.019 \cdot r + 0.18$ egyenlettel jellemezhető (fajlagos energiafogyasztás: $f = W/V_{víz} = [kWh/m^3]$, levegő/víz arány: $r = V_{lev}/V_{víz} = [m^3/m^3]$).

6. tézis

A vákuumos folyadékszállítás során a levegő/víz arány adott határértéken túl történő növelése már nem csökkenti a csővezeték két vége közt adott folyadékmennyiség továbbítása utáni nyugalmi állapotban fellépő nyomáskülönbséget (teljes statikus vákuumveszteség), tehát az e határérték fölötti levegő/víz aránnyal történő üzemeltetés energiapazarlással jár.

A valós nagyméretű települési vákuumos szennyvízelvezető rendszereket modellező tanpályán a statikus vákuumveszteség mérséklésének határát az $r = 2.24 \ldots 3.65$ tartományban az $f = -0.075 \cdot r + 0.472$ egyenlet írja le (fajlagos energiafogyasztás: $f = W/V_{víz} = [kWh/m^3]$, levegő/víz arány: $r = V_{lev}/V_{víz} = [m^3/m^3]$).

7. tézis

A vákuumos folyadékszállítás energetikailag célszerű üzemtartománya egyrészt a lefulladási határgörbe és a statikus vákuumveszteség mérséklő határgörbe, valamint az alsó és felső üzemi vákuumtartály nyomás görbék által közrefogott terület.

6. JAVASLATOK

A dolgozat rávilágított arra, hogy az egyes vákuumszelep gyártó cégek által a vákuumos szennyvízelvezető rendszer evakuálási időszükségletének kiszámítására, illetőleg a vákuumszivattyú méretezésére használt összefüggés a koncentrált paraméterű tartályleürítési képletből származtatható, és mint ilyen, a tartálytól eltérő alakú hosszú csővezetékek leszívására csak nagyon durva közelítésként alkalmazható.
Javasolom, hogy a tényleges leszívási időszükséglet meghatározásánál egy rendszerhosszúságtól függő korrekciós tényező kerüljön meghatározásra.

A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek egyes ágain fellépő maximális statikus vákuumveszteség a liftek és esetleges ismert ellenesések tényleges geometriája alapján az általam kidolgozott összefüggések alapján kerüljön meghatározásra.

Az elkészült rendszerek esetében az átadás előtti tesztelési eljárások során a szabványban előírt követelményeket célszerű kiegészíteni a statikus vákuumveszteség tesztelésével, amely az ág végén elhelyezkedő vákuumaknába történő folyamatos vízbeadagolás közbeni statikus vákuumveszteség méréséből és a tartós járatás közben fellépő levegő/víz arány méréséből áll. Az általam megadott összefüggés segítségével a csővezeték geometriája alapján számolható maximális statikus vákuumveszteséget célszerű összevetni a mérési eredményekkel. Ily módon ki lehet még a rendszer szennyvizes üzembe állítása előtt deríteni, hogy van-e eltakart, a későbbi működést zavaró elleneséses csőszakasz a rendszerben.

A Vákuumos Szennyvízelvezetés Európai Szabványában (MSZ EN 1091 2001d) javasolom kijavítani a rendszer hidropneumatikus méretezése fejezetében azt a mondatot, hogy „a rendszert úgy kell méretezni, hogy nyugalmi állapotban a meghatározott legkisebb vákuum álljon fenn” arra, hogy „a rendszert nem szabad úgy méretezni, hogy nyugalmi állapotban a meghatározott legkisebb vákuum álljon fenn, mert akkor fennáll az esélye, hogy a rendszer elvízdugósodik és működése lefullad”.

A vákuumos szennyvízelvezető rendszerek tervezésénél a vákuumtartályban tartott nyomás, a levegő/víz arány és a fajlagos energiafogyasztás kerüljenek meghatározásra.
Javasolom a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek levegő/víz arányának és vákuumtartály nyomásának megválasztásakor figyelembe venni a javasolt üzemi tartományban való célszerű működést.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Hazánk jelentős része síkvidéki jellegű, ahol általában a talajvíz magas szintje miatt a klasszikus gravitációs csatornát csak nehézségek és nagy költségek árán lehet építeni és üzemeltetni. A kis árokmélységben fektetett vákuumos szennyvízelvezetés kiváló alternatívát jelent ezekre a területekre, ezért már több mint 50 modern, környezetbarát vákuumos szennyvízgyűjtő hálózat üzemel Magyarországon, összességében több mint 200000 lakost szolgálva. Figyelembe véve, hogy hazánk jelenlegi csatornázottsága 60% körüli, a következő évtizedben sok település csatornázása várható az Európai Unió szennyvizes direktívájának megfelelően.

A szakterület egyes méretezési és üzemeltetési kérdései megoldásra várnak, illetőleg leginkább a kiváló gyakorlati műszaki érzékkel megáldott innovatív elődök egymásra épülő gyakorlati tapasztalataira támaszkodnak és esetenként az elméleti megalapozottság kívánni valót hagy maga után. Kutatásaim során a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek hidrosztatikáját, evakuálási (légritkítási) időszükségletét és egységnyi gyűjtött folyadéktérfogatra számított energiafelhasználását vizsgáltam részben elméleti alapokon, részben pedig egy e célból általam megtervezett és megépített félüzemi kísérleti tanpálya segítségével.

Megállapítottam, hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek evakuálási időszükségletét és vákuumszivattyúinak szükséges méretét meghatározó számítási módok helytelenül a koncentrált paraméterű tartályleürítési képletet használják. A tartályalaktól eltérő hosszú csővezetékek leszívási folyamatát osztott paraméterű modellel vizsgáltam és az evakuálási időszükségletet számoló szoftver kidolgozására megteremtettem az elméleti hátteret az összefüggések és a peremfeltételek megfogalmazásával és készítettem egy programot.
Javasolom, hogy a tényleges leszívási időszükséglet meghatározásánál egy, a rendszerhosszúságtól függő korrekciós tényező kerüljön meghatározásra és alkalmazásra.

A csőág menti teljes statikus vákuumveszteség elméleti maximumát meghatározó összefüggést dolgoztam ki, amely figyelembe veszi a zárt és nyitott lifteket, azok geometriáját és vízszintes illetve elleneséses szakaszokkal való kombinációjuk hatását. Megállapítottam továbbá, hogy a statikus vákuumveszteség függ a rendszerben alkalmazott levegő/víz aránytól is. A légfelesleg növelésével a statikus vákuumveszteség értéke monoton csökken, ámde van egy határ, amely fölött már értelmetlen növelni a légfelesleget, mert további vákuumveszteség csökkentéssel az nem jár. Megállapítottam, hogy a központi vákuumtartály vákuumszintjének növelése monoton csökkenti a statikus vákuumveszteséget. Bevezettem a statikus vákuumveszteség elimináló határgörbe és a lefulladási határgörbe fogalmát. A levegő/víz arány csökkentésének alsó határa a statikus vákuumveszteség olyan mértékű növekedését mutatja, amelynél már a vákuumszelep nem tud kinyitni, a rendszer elvízdugósodik és annak működése lefullad.
Javasolom, hogy a rendszerek tervezésekor kerüljön meghatározásra a csőágak menti várható maximális statikus vákuumveszteség. Az elkészült rendszerek esetében az átadás előtti tesztelési eljárások során a szabványban előírt követelményeket javasolom kiegészíteni a statikus vákuumveszteség tesztelésével, amely az ág végén elhelyezkedő

vákuumaknába történő folyamatos víz beadagolás közbeni statikus vákuumveszteség méréséből és a tartós járatás közben fellépő levegő/víz arány méréséből áll.

A rendszer működésének energiaigénye tanpályás kísérleti vizsgálatával megállapítottam, hogy a fajlagos energiafogyasztás a levegő/víz arány és a gyűjtőtartályban uralkodó vákuumszint növelésével nő. A rendszer optimális üzemelési tartománya a lefulladási határgörbe és a statikus vákuumveszteség elimináló határgörbe közötti területen a legmagasabb tartálynyomás mellett fenntartható levegő/víz arány lesz.
Javasolom, hogy a vákuumos szennyvízelvezető rendszerek tervezésénél a vákuumtartály vákuumnyomása, a levegő/víz arány és a fajlagos energiafogyasztás kerüljenek meghatározásra.

A fenti hidrosztatikai megállapítások alapján a vákuumos folyadékszállító csővezeték optimális magassági vonalvezetését kialakító hossz-szelvényszerkesztő szoftverét kidolgoztam és segítségével a világ legnagyobb épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszere (Ománi Szultánság, Seeb projekt, 215 km vákuumos csőhálózat) vákuumcsatorna hossz-szelvényeit megterveztem.

8. SUMMARY

A large part of our country is flat having high ground water table levels, conditions that make traditional gravity sewer systems difficult and expensive to install and operate. Laid in shallow trenches vacuum sewerage systems offer an excellent alternative for these areas, thus more than 50 modern, environmentally friendly vacuum sewerage systems operate already in Hungary serving altogether more than 200000 people. Taking into consideration that 60% of the country is canalized we can expect sewer system installations in many villages in the next decade according to the Wastewater Directive of the EU.

Certain questions of this special field regarding sizing and operation are still unsolved or mostly treated based on the different experiences of the innovative predecessors often lacking solid theoretical background. I carried out researches on the hydrostatics of vacuum sewerage systems, their evacuation time and their energy demand for collecting a unit of fluid volume based on theory as well as experimenting on a vacuum sewerage pilot plant test rig designed and built by me.

I found that the use of the so called vessel evacuation formula based on concentrated parameters for determining the pump down time and the required vacuum pump performance of vacuum sewerage systems leads to inaccurate results. I approached the evacuation process with a model of divided parameters and for the determination of the evacuation time a software can be worked out based on the worked out theoretical background.
For the determination of the real evacuation time I suggest that a correction factor be introduced based on the length of a system.

For the determination of the theoretical maximum of the static vacuum loss in a vacuum pipe I worked out a relation that takes into consideration the open and closed lifts, their geometry and their combination with horizontal or back fall pipe sections. I found that the static vacuum loss depends on the used air/water ratio. With the increase of the air surplus the static vacuum loss monotonously decreases but there is a certain limit above which there is no point in increasing the air/water ratio because it will not cause the static vacuum loss to decrease any more. I ascertained that increasing the vacuum level in the vacuum vessel monotonously decreases the static vacuum loss. I introduced the concepts of the static vacuum loss eliminating and the waterlogging boundary curves. The reduction of the air/water ratio over the bottom boundary leads to such an increase of the static vacuum loss that the vacuum interface valve is not able to open any more and the system becomes waterlogged, thus its proper operation stops.
I suggest that the expected maximum static vacuum loss of the vacuum mains be determined at the design phase of vacuum sewerage systems. In case of commissioned vacuum sewerage systems I suggest complementing the existing requirements of the standard with the testing of static vacuum losses by continuously adding water to the vacuum chamber located at the end of the vacuum main and in the meantime measuring the pressure levels and air/water ratio during the operation of the system.

Based on the energy demand experiments carried out on the vacuum sewerage system pilot plant test rig I ascertained that the specific energy consumption increases with the increase of the vacuum level kept in the vacuum vessel. The optimal domain for the operation of vacuum sewerage systems is at the air/water ratio of the lowest maintainable vacuum level in between the static vacuum loss eliminating and the flooding boundary curves.
I suggest that the vacuum vessel pressure level, the air/water ratio and the specific energy consumption be determined at the design phase of vacuum sewerage systems.

Based on the above listed findings regarding the hydrostatics of vacuum sewerage systems I worked out a software capable of designing optimal longitudinal vacuum main profiles and with its help I designed the vacuum main profiles of the largest vacuum sewerage system in the world currently being built (Sultanate of Oman, Seeb project, 215km of vacuum main pipes).

MELLÉKLET

M1 Irodalom

ABRAMSON A. E. (1952): *Journal of Applied Mechanics*, 19. évf., 267. p.

ADLINGTON D.G. (1965): Reactor design, Chemical Engineering practice, Chemical kinetics. London: Butterworths. 221 p.

ANDREUSSI P., MINERVINI A., PAGLIANTI A. (1993): Mechanistic Model of Slug Flow in Near-Horizontal Pipes. *American Institute of Chemical Engineers Journal* (NY: American Institute of Chemical Engineers)

ANDERSON J.D. (1989): Hypersonic and high temperature gas dynamics. United States: McGraw-Hill Book Company. 50-51. p.

ANIOT P. (1982): Vákuum alatti szennyvízelvezetés. Budapest: ÉTI, Mélyépítési Kutatási Fejlesztési Iroda

ASHLIN D.E., BENTLEY S.E., CONSTERDINE J.P. (1991): Vacuum Sewerage – The Four Crosses Experience. *J.IWEM* 5. szám

ATV–DVWK–A 116 (Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall) (2004): A set of rules and standards, vacuum drainage outside of buildings.
a) 20. p.
b) ugyanitt 10. p.
c) ugyanitt 21-22. p.

BARÓTFI I. (Szerk.) (1990): Környezettechnika kézikönyv. Budapest: Környezet-technikai Szolgáltató Kft. 155. p.

BEN-JOSEPH E. (2004): Sanitation Standards of the Shaping of Cities. *Leverhulme International Symposium,* April

BOCZ K., FEJÉR H. (1988): Települések csatornázási lehetőségei. Budapest: Imolex
a) 5. p.
b) ugyanitt 51. p.
c) ugyanitt 90. p.

BRAUER H. (1981): Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Aarau: Sauerländer
a) 716. p.
b) ugyanitt 720. p.

CZINEGE I. (2007): Az Iseki vákuumos szennyvízelvezető rendszer. Szakdolgozat, Budapest, 19. p.

CSÉKI I. (2001): A csatornázás története. *Víz, Gáz, Fűtéstechnika, Épületgépészeti Szaklap* weboldala, www.vgf.hu

DANIELSON P. (2004): Gas loads in vacuum systems. *A Journal of Practical and Useful Vacuum Technology*, www.vacuumlab.com

EPA/625/1-91/024: Alternative Wastewater Collection Systems. October 1991, Washington DC.
a) 7. p.
b) ugyanitt 126-128. p.

Építésügyi Szabványosítási Központ (1988): Vákuum alatti szennyvízelvezető rendszerek tervezése. Műszaki Irányelvek

FÁBRY G., BARÓTFI I. (2008): Csővezeték légritkításának számítása az interpolációs rácsmódszerrel. *GÉP* LIX. évf., 12-16. p.

FÁBRY G., BARÓTFI I. (2007): Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek evakuálásának termodinamikai modellezése. *GÉP* LVIII. évf., 13-18. p.
FÁBRY G. (2007): A possible numeric method for calculating the evacuation process of a pipe-network – the method of characteristics. *6th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics*, Serbia May 9-12., 161-164. p.
FÁBRY G. (2004): Preparing the operators of vacuum sewerage systems. *Water & Wastewater International*, December, OK USA: PennWell, 29-31. p.
FÁBRY G. (2006): Statikus vákuumveszteségek elemzése vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben. *GÉP* LVII. évf., 9-13. p.
FÁBRY G. (2006): 140 éves a vákuumos szennyvízelvezetés – Technikatörténeti áttekintés. *Magyar Építőipar* LVI. évf. III. szám, 164-167. p.
FÁBRY G. (2007): Tartály légritkításának termodinamikai modellezése. *Debreceni Műszaki Közlemények* 6. évfolyam 1. szám, 35-44. p.
FÁBRY G. (2005): Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek üzemi tapasztalatai. *X. Fiatal Műszakiak Tudományos Ülésszaka*, Kolozsvár, 59-64. p.
FÁBRY GY., FÁBRY G. (2003): Vákuumos szennyvízelvezető-rendszer, a környezetbarát megoldás. *Vízellátás, csatornázás* VI. évfolyam, Budapest: Info-Prod, 85-87. p.
FARÁDY L. et al (1964): Gáz-folyadék kétfázisú áramlása csővezetékben. *Magyar Kémikusok Lapja* XIX. Évf. 9. szám, Budapest, 453 p.
FARAGALLAH W.H. (1988): Liquid Ring Vacuum Pumps and Compressors. Houston: Gulf Publishing Company. 104 p.
FERZIGER J.H., PERIC M. (2002): Computational Methods for Fluid Dynamics. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag. 16-18. p.
FÖLDVÁRI M. (2007): Vákuumos csatornázási rendszerek és alkalmazhatóságuk. Szakdolgozat, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Víziközmű és Környezetmérnöki Tanszék, Budapest
GRASSMANN P. (1965): Zweiphasenströmungen in Rohrleitungen. Kältetechnik 17. 42-46. p.
Híradástechnikai Tudományos Egyesület (1969): Vákuumfizika és vákuumtechnika szeminárium, Eötvös Loránd Fizikai Társulat, Egyesült Izzólámpa és Villamossági Rt. kézirat, 2. kötet.
HODOSSY L. (1968): Impulzus-, hő-, és anyagátadás kétfázisú áramlásban. *Magyar Kémikusok Lapja* 23, Budapest, 29-39. p.
HORVÁTH I. (1979): A csatornázás és a szennyvízkezelés hidraulikája. Budapest: Vízdok. 395. p.
HUHN J., WOLF J. (1978): Kétfázisú áramlás. Budapest: Műszaki könyvkiadó. 17-19. p.
IMRE L. (1992): Hőátvitel elmélet és áramlástan. Budapest: Tankönyvkiadó
Iseki Vacuum Systems Limited (2004): Vacuum Sewage Collection Systems – Technical Portfolio Information Pack.
a) 7. p.
b) ugyanitt 13. p.
c) ugyanitt 11. p.
d) ugyanitt „Sewer Profile” fejezet
e) ugyanitt „Vacuum Pumps” fejezet
f) ugyanitt 2-12. p.
JANTRANIA A. (1990): Vacuum sewers to eliminate CSO (combined sewer overflow) into Florida lake. *Small Flows Newsletter*
KAMINSKA A. (1995): Murator. *Technika* 3/95, Warszawa

KISS Z. (2000): M + A Kft. főmérnök, április 4., *Szennyvízkonferencia*, Táborfalva
KOZÁK M. (1977): A szabadfelszínű nempermanens vízmozgások számítása digitális számítógépek felhasználásával. Budapest: Akadémiai
a) 91-97. p.
b) ugyanitt 120-128. p.
LAJOS T. (2004): Az áramlástan alapjai. Budapest: Műegyetemi. 518.p.
LITVAI E., BENCZE F. (1994): Áramlástan II. Budapest: Műegyetemi Kiadó
Magyar Szabadalmi Hivatal (1987) 857-es számú használati mintaoltalom, Brian Foreman, Iseki Vacuum Systems Ltd.
MSZ EN 1091:2001: Települések Vákuumos Szennyvízelvezető Rendszerei c. szabvány.
a) 14. p.
b) ugyanitt 29. p.
c) ugyanitt I. melléklet
d) ugyanitt 13. p.
e) ugyanitt 18. p.
f) ugyanitt „Áramfogyasztás" fejezet
g) ugyanitt 8-12. p.
h) ugyanitt 38. p.
MSZ EN 752:2000: A Települések Vízelvezető Rendszerei c. szabvány
MUNKÁCSI L., PATKÓS I. (2004): A tejtermelő családi gazdaságok tartástechnológiái. Budapest: Mezőgazda
OBÁDOVICS J. GY. (1999): Felsőbb matematika. Budapest: Scolar. 381. p.
Országos Vízügyi Főigazgatóság: Alkalmazási engedély az Airvac vákuumos szennyvízelvezetési rendszernek. Törzskönyvi szám 488 (1997), Budapest, 28. p.
Országos Vízügyi Főigazgatóság: Alkalmazási engedély a Roediger vákuumos szennyvízcsatorna rendszernek. Törzskönyvi szám 440 (1996), Budapest, 6.2.2 fejezet
PÁL GY. (2006): Inno-Kom Kft. ügyvezetőjének személyes közlése
PÁPAI L. (1982): Pneumatikus és fluidizációs anyagmozgatás. Budapest: Budapesti Műszaki Egyetem Mérnöki Továbbképző Intézet
SCHLUFF R. (1990): Unterdruckentwässerung, Abwasserbeseitigung im ländlichen Raum.
a) 10. p.
b) ugyanitt 47-48. p.
SCOTT W. (1963): Properties of Concurrent Gas-Liquid Flow. *Advances in Chemical Engineering* Vol. 4., New York: Academic Press. 199-277. p.
SEIFERT H. (1962): Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin: Springer-Verlag. 8-17. p.
SOMLYÓDI L. (2003): Mindentudás Egyeteme. Budapest: Kossuth
SZABÓ A. (1997): Az állattartás gépei II.. Budapest: Agrároktatási Intézet
SZABÓ I. (1985): Gépészeti rendszertechnika. Budapest: Műszaki Könyvkiadó
SZLIVKA F. (1996): Áramlástan energetikai főiskolások számára. Budapest: Műegyetemi. 10. p.
TANNEHILL J. C. et al. (1997): Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Washington DC: Taylor & Francis. 22-24. p.
TÓTH L. (1998): Állattartási technika. Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás
URBAN WASTEWATER DIRECTIVE 91/271/EEC in Környezet- és Természetvédelmi Lexikon (2002): szennyvizes direktíva szócikk. Budapest: Akadémiai. 330. p.
VARGA A. (2006): Folyóvíz Kft. ügyvezetőjének személyes közlése

VERSTEEG H.K., MALALASEKERA W. (1995): An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Harlow: Longman Scientific & Technical. 30-32. p.
Víz- és Csatornaművek Országos Szakmai Szövetsége (1994): Kis települések szennyvízcsatornázása
YOUSEFI V., KÓBORI J. (2003): Korszerű tejtermelés és –feldolgozás. Budapest: Szaktudás Kiadó Ház
ZOEBL H., KRUSIK J. (1986): Áramlás csövekben és szelepekben. Budapest: Műszaki Könyvkiadó

M2 A csatornázás története és jelentősége

A csatornázás nem a modern kor vívmánya. Victor Hugo a Nyomorultak című művében írta: „A szennyvízcsatornák történetében az emberek története tükröződik.”
A szenny- és a csapadékvizeket elvezető szerkezeteket már az ókori népek, például a görögök és a rómaiak is építettek. A csatornázás szinte olyan régi, mint az emberiség. Ahol ősrégi városi településeket feltártak, ott tulajdonképpen mindenütt — ha kezdetleges formában is — fellelhetők voltak a csatornázás nyomai.

A **görögök** csatornaépítési munkálataiknál már elődeik tapasztalataira támaszkodhattak. Athén csatornáinak egy részét kőzetbe vésték, más részét agyagcsövekből készítették. A földalatti csatornákban a szennyvizeket összegyűjtötték és az ember közvetlen környezetéből elvezették. A szennyvizet feltehetően öntözésre is felhasználták.

Egy etruszk mérnök építette meg **Rómában** (i. e. 514) a közismert Cloaca Maxima nevű csatornát, amellyel a Róma hét dombja közötti mocsaras területet is le tudták csapolni (VCsOSzSz 1994). A csatorna méreteire abból a feljegyzésből következtethetünk, mely szerint abban egy szénásszekér elfért. A város fejlődésével egyre több csatorna épült, ami szükségessé tette, hogy azok karbantartását is megszervezzék. Természetesen Róma utcái nem voltak mind csatornázva, így több utcában a kocsikerék-nyomok szolgáltak a vizek elvezetésére. A római csatornahálózat elsősorban a talajvizet és a csapadékvizet vezette el. A fekáliát váza alakú tárolókba gyűjtötték, a házak elé állították, ahonnan rendszeresen elszállították. Julius Caesar uralkodása alatt már minden elhasznált vizet, valamint a fekáliát is a csatornába volt kötelező vezetni, Vespasianus császár idején már nyilvános illemhelyek is létesültek. A római eredetű csatornarendszer a birodalom nagy kiterjedésének köszönhetően Spanyolországban, Franciaországban, sőt még Afrika több városában is elterjedt. Pompei romjai is arról tanúskodnak, hogy a városban összefüggő csatornahálózat volt, sőt emellett még vízöblítéses latrinákat is használtak. A római birodalom bukásával egyebek mellett a csatornázás fejlődése is megakadt, sőt visszafejlődött.

A **középkor** várrendszerű építkezései a várfalon belülre tömörítették a lakosságot, ennek megfelelően a szennyvizek szűkebb területen keletkeztek. A szennyvizet rendszerint a várárokba vezették, vagy a várhegy meredek lejtőjére terelték. A szenny, az anyagok bűzös rothadása, a legyek és a patkányok mérhetetlen elszaporodása a járványok elterjedésével járt. A járványok ezrével szedték az áldozatokat, a hatóságok ezek kialakulásával szemben tehetetlenek voltak.
A nagyarányú halálozás nem kizárólag a csatornázás hiányára vezethető vissza, vitathatatlan azonban, hogy az egészségügyi berendezések hiányának a járványok terjedésében döntő szerepe volt. A középkorban a csatornázás visszafejlődött, a meglevő hálózatok amortizálódtak, elhanyagolták őket, ezért jelentős részük el is pusztult. A városokban a házak melletti árkok nemcsak a csapadékvizet gyűjtötték, hanem a szemetet, az állati és egyéb hulladékot, és ide jutott a házakból kifolyó szennyvíz is. A szennyvíz az árkokban rothadt, büdös volt és a talajba szivárogva a talajvizet fertőzte. A közegészségügyi állapotok rohamos romlása a hatóságokat tevékenységre sarkallta. Kötelezték például a vásárra bejövő falusi kocsik gazdáit, hogy a városból való távozáskor a megüresedett kocsikban szemetet szállítsanak ki. Ez a rendelkezés természetesen nem lehetett eredményes, de azért csökkentette a veszély nagyságát.

II. Frigyes német-római császár rendelete (1240, Nápoly) részletesen szabályozta a szemét- és a szennyvízkezelés módszereit (CSÉKI 2001).

Párizsban 1372-ben kiadtak egy rendeletet, amely szerint a szennyvizet és a fekáliát csak előzetes figyelmeztető kiáltás után volt szabad az utcára önteni. Az utcákban a szennyvíz nyitott szegélyárokban folyt tovább. Elképzelhető, hogy az utcán folydogáló szennyvíz milyen bűzt terjesztett, és az mennyire vonzotta a legyeket. Fejlődés volt később, hogy hatósági rendelet tiltotta meg a fekáliás szennyvizek utcára történő kiöntését, a fekália gyűjtése céljából pöcegödrök építésére kötelezte a lakosságot. Világszerte érvényesülni kezdett a helyes szemlélet a járvány okainak felismerése után, és egymást követték a rendeletek, amelyek megtiltották a szemét utcákra való kidobálását, és a fekália kiöntését. Bevezették a szemét és a fekália zárt kocsikkal való elszállítását. A pöcegödröket elkezdték kőből építeni, és le is fedték azokat. Később a pöcegödrökből kiszedett fekália tárolására külön lerakót jelöltek ki. A csapadékvizeket az úttest szélén húzódó árkokban vezették el. Az árkok kezdetben nyitottak voltak, majd később lefedték őket, majd a mélyebbre kerültek, és ezzel megindult a tulajdonképpeni csatornázás.

A **csatornahálózatok fejlesztése** lassan haladt előre. Köztudott, hogy a csatornázás a legköltségesebb és általában utolsóként megépülő közmű. Ez magyarázza, hogy miként még napjainkban is, már a középkorban is elmaradt a csatornázás a vízszolgáltatástól. A csatornahálózatok fejlesztése egyik napról a másikra financiális okok miatt nem volt kivitelezhető. Sok főváros sokáig nélkülözte a csatornázást, és az ezzel járó egészségügyi előnyöket. Fokozta mindig is a bajokat, hogy a pöcegödrök tartalma rendszeresen előbb-utóbb a folyókba, patakokba jutott szennyezve az élővizeket. Súlyosbította a helyzetet az ipari fejlődéssel megnövekedett ipari szennyvizek levezetése is. A lakosság számának növekedése viszont elodázhatatlanná tette a csatornázást, a csatornahálózatok fejlesztését. Párizs, London, Berlin csatornázása kezdetét vette. A csatornák mészhabarcsba rakott kövekből épültek olyan minőségben, hogy belőlük a szennyvíz csak kismértékben szivárgott ki és az addigi óriási talajvízszennyezést csökkentette.
A megoldást Londonban az 1854. évi járványt követően (és később máshol is) a megfelelő csatornák kiépítése eredményezte (a Temzébe vezetve). A csatornák és az öblítéses WC használata együttesen biztosította (biztosítja) a szennyezések és a kórokozók gyors eltávolítását a háztartásokból. (Kiegészítő intézkedésként a Temzéből az ivóvízellátás céljából kivett vizet homokszűrték, majd fertőtlenítették.) Az árnyoldal a költséges csatornahálózat (ma lakosonként körülbelül 200.000 – 400.000 Ft közötti összeg csak a beruházási költség), a nagy vízfogyasztás (ami a 19. század közepén még senkit sem érdekelt) és a fenntartási gondok. Még nagyobb baj volt azonban, hogy megnövekedett a felszíni vizek szerves anyag-terhelése. A Temze, az Ohio, a Rajna és később számos hazai folyó is szennyvízcsatornává vált. Ezekre az oxigénhiányos állapot volt jellemző, ez halpusztulást, elviselhetetlen bűzt és az élővilág torzulását eredményezte. Azaz egy probléma megoldása előidézett egy másikat. Az elv a szennyezők közvetlen környezetükből történő minél gyorsabb elvezetése és hígítása volt. A halpusztulás elsődleges oka a szerves anyag, mert ennek baktériumok általi lebontása elfogyasztja a vízben levő oxigént. A 19. századfordulóra megszületett a biológiai és a kémiai szennyvíztisztítás. A szennyvíztisztítás tömeges elterjedése még Angliában is legalább ötven évet igényelt (többsége 1950 után épült), de ez kézzelfogható eredménnyel járt: sikerült például rehabilitálni a Temzét (és más folyókat) (SOMLYÓDI 2003).

Hazánkban az aquincumi romok a római civilizáció emlékei. Az aquincumi, kb. 50-60 cm széles, alig 1 méter mély csatornák mészhabarcsba rakott mészkőből épültek. A csatornák lejtési viszonyainak pontos kialakításából nagy képzettségű munkavezetésre lehet következtetni.
Hazánkban nem sok középkori emlék tanúskodik a csatornák létezéséről. Találhatunk Székesfehérvárott és Veszprémben ma is működő, középkori boltozott csatornaszakaszokat. A középkori lovagvárak, kolostorok túlságosan elpusztultak, hogy a csatornázás emlékeit fellelhessük, mégis feltételezhető, hogy várainknak voltak csatornái, hiszen ezek építésében sokszor külföldi építőmesterek is közreműködtek, és a külföldi várak szép számmal csatornázottan épültek.
A budai várban valószínűleg volt szennyvízelvezetés, erről azonban kétséget kizáró emlékek nem maradtak. A kövezetnek az utca közepe felé való lejtéséből következtetni lehet a csapadékvíz összegyűjtésére és elvezetésére. A szennyvizek a várárokba folytak. A főváros középkorból származó csatornázási emléke a budai Donáti utcában található. Ez a csatorna 2-3 m-es egymáshoz illesztett vörösmárvány darabokból, kézi faragással készült. Hatalmas terméskő lapokkal fedték le a faragott alsó szelvényt. Az emlék a Fővárosi Csatornázási Művek központi szivattyútelepén van kiállítva, jól szemléltetve a csatornaépítés középkori nehézségeit. A 19. század közepe táján a már ismert közegészségügyi problémák világszerte felvetették a rendszeres és általános csatornázás gondolatát. Budapest csatornázása is a XIX. században indult meg.

A csatornázás közegészségügyi jelentősége

A szennyvíz fizikai, kémiai és biológiai tulajdonságai, fajszegény élővilága miatt jelentősen eltér a természetes vizektől. Gyakoriak benne a kórokozók, a különböző szerves és szervetlen szennyezők és növényi tápanyagok nagy koncentrációban vannak benne jelen. A társadalom által használt bármely anyag előbb vagy utóbb kimutatható benne. A fertőző betegségek kórokozóinak felfedezésével kiderült, hogy a bélcsatorna fertőző megbetegedéseit, az ún. enteriális fertőzéseket a széklet és a vizelet is terjeszti, így ezek összegyűjtése alapvető fontosságú. A tífuszbacilust 1880-ban Eberth, a kolera kórokozóját 1883-ban Robert Koch fedezte fel (CSÉKI 2001).
Ebben az időben a városok népessége rohamosan nőtt, a városi vízvezetékrendszerek ugrásszerűen fejlődtek, a megnövekedett vízfogyasztással arányosan a szennyvíz mennyisége is növekedett, ami magával hozta a csatornarendszerek mielőbbi kiépítésének igényét.
Az öblítéses toalett feltalálója Sir John Harrington angol főnemes volt (1596-ban, bár kezdetleges formában már Mínosz király krétai palotájában is használták i.e. 1700 körül), de a találmány a feledés homályába veszett egészen a 19. század elejéig. Az angol WC kezdeti használata a közhiedelemmel ellentétben káros volt, mert hozzájárult a járványok terjedéséhez: az elöregedett emésztőgödrök nem tudták tárolni a megnövekedett szennyvízmennyiséget, és elősegítették az akkor még ismeretlen kórokozók bejutását az ivóvízbe. A kolera, tífusz, hepatitisz stb. következtében a 19. század közepén Angliában összesen közel százezren haltak meg. Hasonló volt a helyzet sok más európai városban is, például Hamburgban, Párizsban, Stockholmban, Koppenhágában. Budapesten 1831-et követően több kolera járványt észleltek, a legsúlyosabb kb. 2000 áldozatot szedett.
A londoni járvány (19. sz. közepe) kezelésének kulcsszereplője Dr. John Snow londoni orvos volt. (1854-ben javaslatára bezárták a Broad Street-i kutat.) Hipotézise szerint a kolera az elszennyezett ivóvízzel terjedt, de véleményét a tudós testületek nem osztották, abban a meggyőződésben, hogy azt légköri szennyezés okozta. Valójában csak harminc

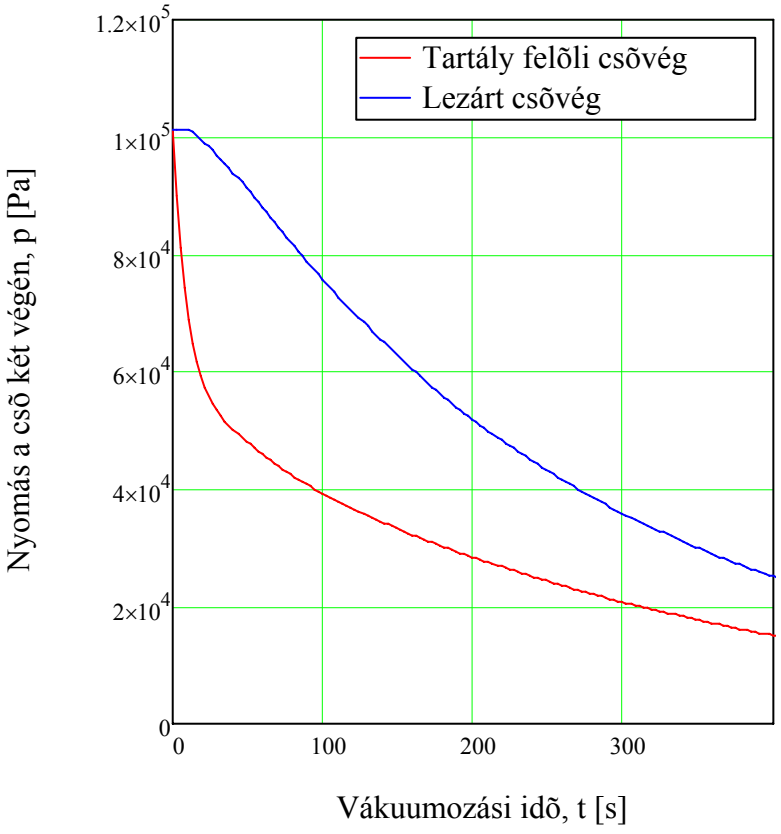
évvel később bizonyította Koch Németországban a szennyezett víz és a kolera közötti kapcsolatot a cholera vibrio felfedezésével (amiért később Nobel-díjat kapott). A történet a ma egyre inkább hangsúlyozott elővigyázatosság elvének egyik első sikeres alkalmazása. A szennyvizek szerepe a tífuszjárvány terjedésében több ízben beigazolódott. Magyarországon Pécsett volt szennyvíz által okozott járvány 1890-1891-ben, amikor is a vízvezetékcsövek hiányos tömítéseinél fertőződött meg az ivóvíz súlyos tífuszjárványt okozva. A különböző fertőzések okainak felderítésére több városunkban folyt kutatómunka. A tapasztalatok szerint a legkevesebb fertőző megbetegedés a jól megépített vízvezetékkel és csatornázással ellátott városrészekben volt. A csatornázás közegészségügyi jelentősége óriási. A csatornázás bevezetésével a nagyvárosokban jelentősen csökkent a tífuszos megbetegedések száma. A tapasztalatok azt is mutatták, hogy nem elég a csatornákat megépíteni, hanem a szennyvíz minél gyorsabb és problémamentes elvezetése érdekében azok karbantartásáról is gondoskodni kell. Az elvezetett szennyvizeket végül ártalmatlanítani kell. Erre ma már korszerű szennyvíztisztítási módszerek állnak rendelkezésre.

A fertőző betegségek ellen alapvetően csak a tisztaság szabályainak betartásával védekezhetünk, aminek egyik legfontosabb tényezője a csatornázás, amely a különféle kórokozókat hordozó szennyvizeket az ember környezetéből gyorsan elvezeti. A városok fejlődését sok esetben gátolja a csatornarendszerek hiánya, ezért a szennyvízcsatornázás ma már a településfejlesztés nélkülözhetetlen eleme. Egy település infrastrukturális viszonyait és környezeti állapotát nagymértékben javítja, ha a település szennyvíz elvezetése megoldott

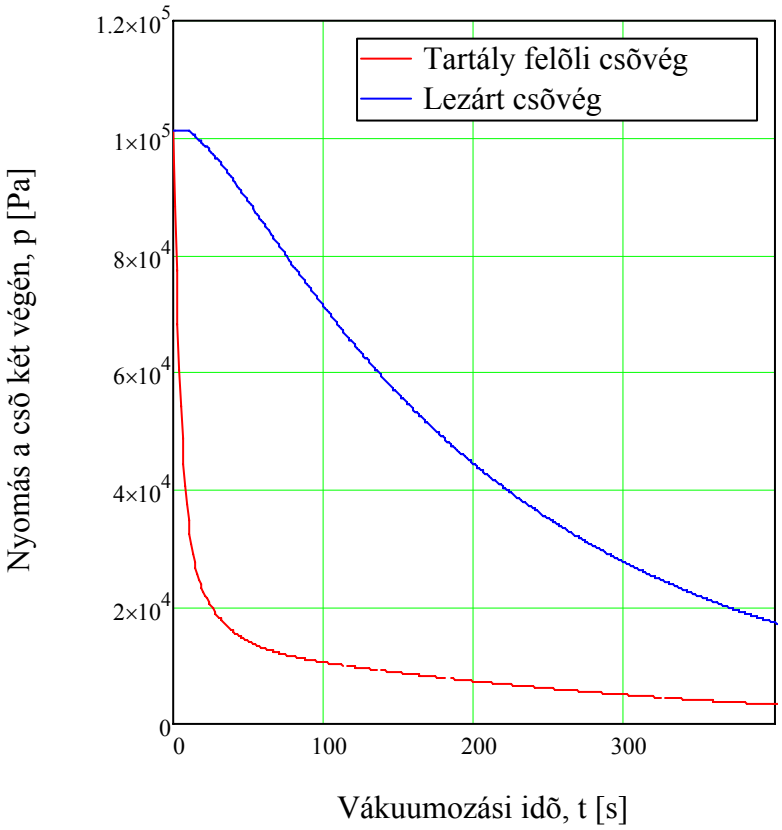
M3 A nyomás változása egy vákuumvezeték két végénél a leszívási folyamat során az idő függvényében

A kidolgozott elméleti háttér megteremtette az alapot egy légritkítást számítani képes program kidolgozására. Az ürítendő vákuumrendszerben a vákuumtartály térfogata 6 m^3, a tartályhoz kapcsolódó csővezeték hossza 4500 m. Az egyes esetekben változtatott paraméterek a csővezeték átmérője (0.11 ill. 0.16 m) és a vákuumszivattyúk térfogatárama (700 ill. 2100 m^3/h).

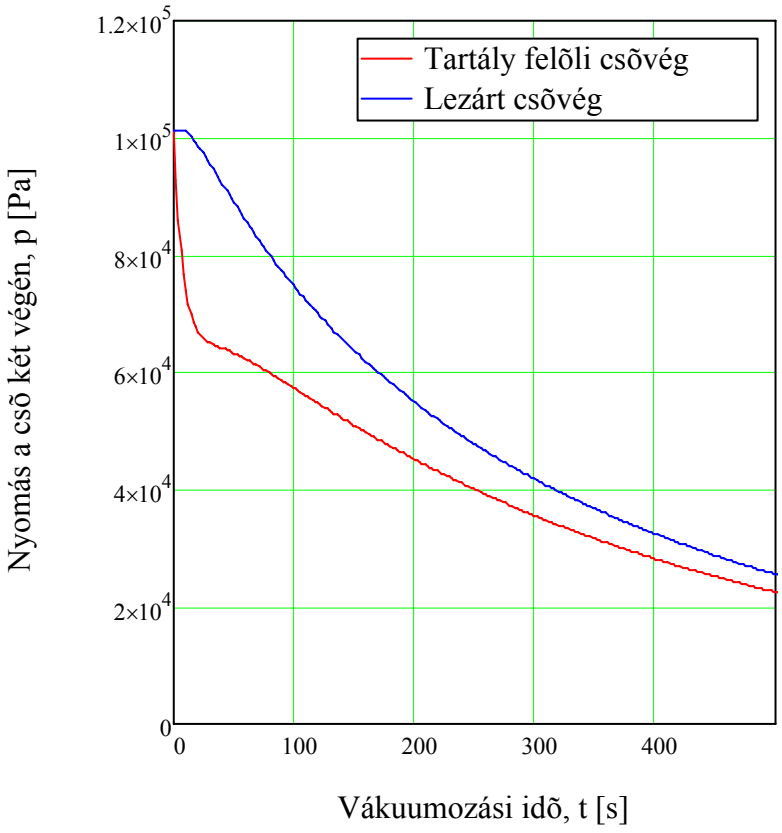
d = 0,11 m; q_v = 700 m^3/h;



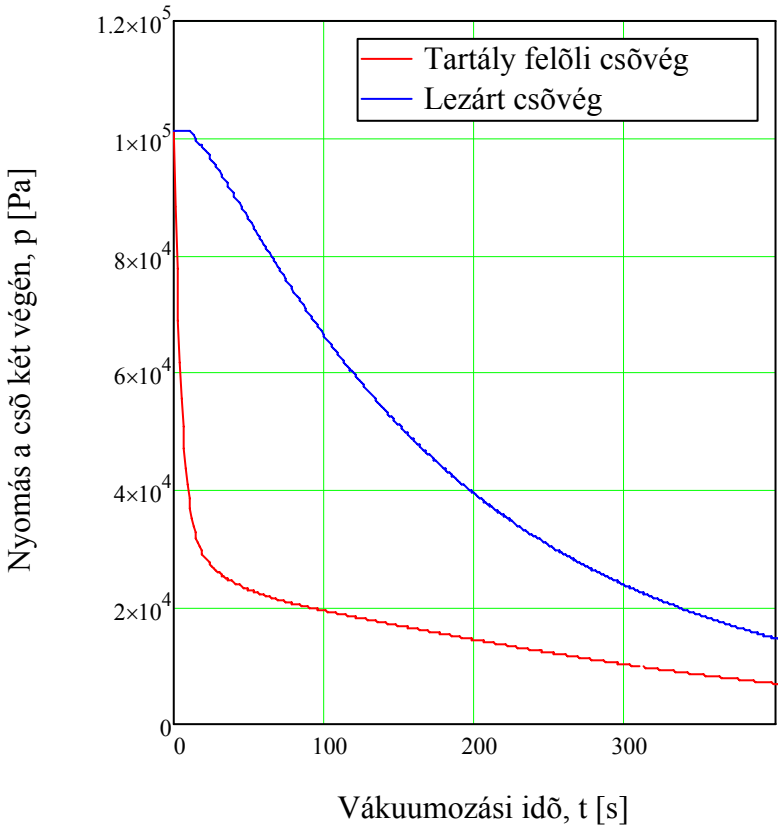
d = 0,11 m; q_v = 3 x 700 m^3/h;



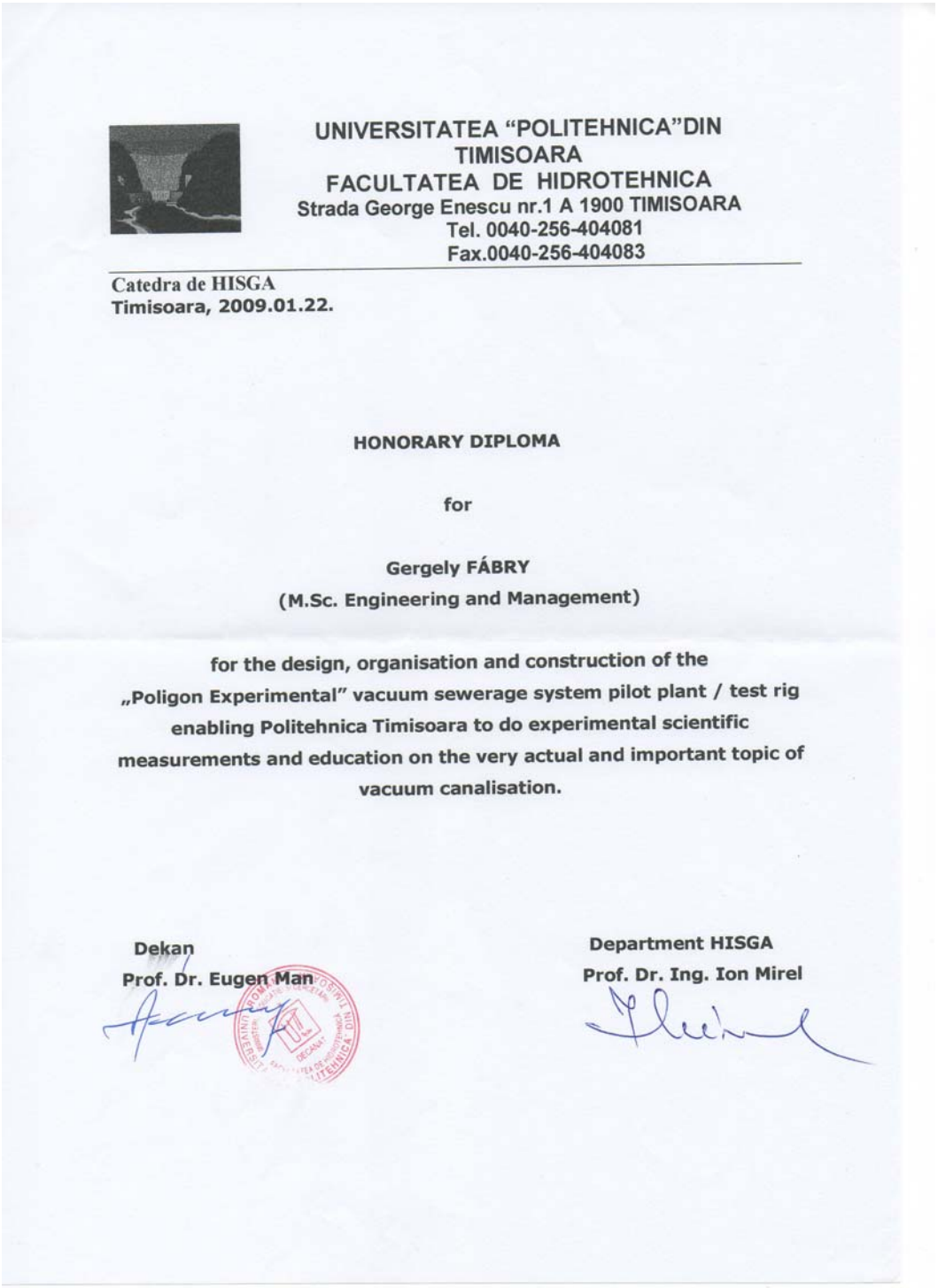
d = 0,16 m; q_v = 700 m^3/h;



d = 0,16 m; q_v = 3 x 700 m^3/h;



M4 A Temesvári Műszaki Egyetem elismerő diplomája a vákuumos folyadékszállító tanpálya megvalósításáért



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"DIN TIMISOARA
FACULTATEA DE HIDROTEHNICA
Strada George Enescu nr.1 A 1900 TIMISOARA
Tel. 0040-256-404081
Fax.0040-256-404083

Catedra de HISGA
Timisoara, 2009.01.22.

HONORARY DIPLOMA

for

Gergely FÁBRY
(M.Sc. Engineering and Management)

for the design, organisation and construction of the „Poligon Experimental" vacuum sewerage system pilot plant / test rig enabling Politehnica Timisoara to do experimental scientific measurements and education on the very actual and important topic of vacuum canalisation.

Dekan
Prof. Dr. Eugen Man

Department HISGA
Prof. Dr. Ing. Ion Mirel

M5 A vákuumos folyadékszállító tanpálya tervrajza

M6 A Dresser forgódugattyús gázóra hitelesítési jegyzőkönyve

Flogiston Kft. Ipari Gázmérő Hitelesítő Laboratóriuma
2000 Szentendre Kőzúzó u. 5

MKEH ÁLTAL ENGEDÉLYEZETT
HITELESÍTŐ LABORATÓRIUM

Mérési jegyzőkönyv

File: 09013003.DAT

Megrendelő: Szent István Egyetem Gödöllő — Gödöllő

Mérést végezte: Luchesi Sándor

MKEH Hitelesítő neve: — Pecsét szám:

Mérő típusa: DRESSER 80 G 100 — Gyártó: DRESSER INDUSTRIAL B.V.

Gyártási szám: 9514422 — Gyártás éve: 1995

Kalibrációs szám: 10.0000 [imp/m3] — Átmérő: 80.0 [mm]

Minimális terhelés: 8.0 [m3/h] — Maximális terhelés: 160.0 [m3/h]

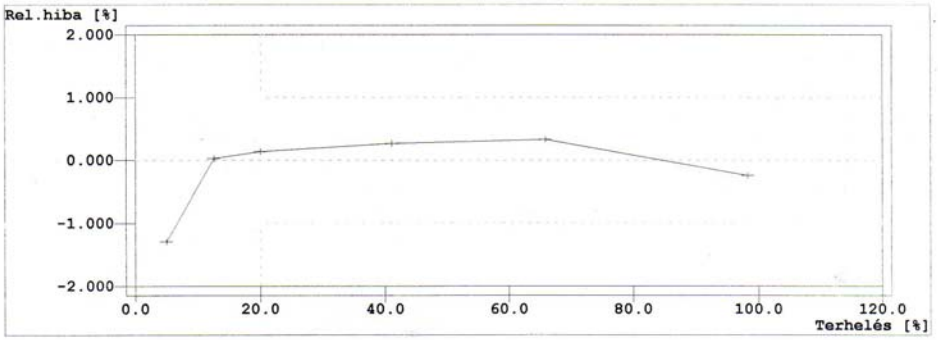
Kamra térfogat: 1.05 [dm3] — Cserekerék: -

Számláló kezdeti állása: 0 — Számláló állás a mérés végén:

Etalon ág	AAT-18	AAT-18	IRMA-DUO	IRMA-DUO	IRMA-DUO	IRMA-DUO
Q / Qmax	98.2%	65.9%	41.1%	20.0%	12.6%	5.0%
Q üzemi [m3/h]	157.2	105.5	65.7	32.0	20.1	8.0
Reynolds szám	42427.7	28465.3	17725.2	8633.3	5432.2	2153.9
Mérési idő [s]	41.3	80.6	124.3	143.4	115.0	271.6
Nyers Vet. [m3]	1.824	2.386	2.272	1.274	0.642	0.601
Nyers Vvi. [m3]	1.799	2.369	2.273	1.277	0.644	0.595
Nyers hiba [m3]	-0.024	-0.017	0.002	0.003	0.002	-0.006
Nyers hiba [%]	-1.324	-0.705	0.076	0.231	0.237	-1.040
Etalon hiba [%]	0.534	0.819	-0.260	-0.257	-0.305	-0.318
p(etalon) [mbar]	1003.3	1006.5	1005.8	1008.2	1008.8	1009.2
p(vizsg.) [mbar]	1009.5	1009.5	1009.5	1009.4	1009.4	1009.4
p-korrekció [%]	0.618	0.301	0.383	0.118	0.058	0.022
p Levegő [mbar]	1009.5	1009.5	1009.8	1009.5	1009.5	1009.5
T (etalon) [°C]	20.3	20.3	20.8	20.8	20.8	20.8
T (vizsg.) [°C]	20.5	20.5	20.6	20.7	20.7	20.7
T-korrekció [%]	-0.060	-0.080	0.065	0.042	0.037	0.044
Összkorrekc. [%]	-1.094	-1.041	-0.188	0.097	0.211	0.253
HIBA [%]	**-0.24**	**0.33**	**0.26**	**0.13**	**0.03**	**-1.29**

Súlyozott hiba: 0.02

Mérési diagram:



megfelelt ☒ nem felelt meg ☐

2009. január 30. ....

Laborvezető M K E H

M7 Az Iseki vákuumszelep metszeti rajza

M8 A vákuumos folyadékszállító tanpályán végzett méréssorozat jegyzőkönyve

Mérési jegyzőkönyv, Temesvári Műszaki Egyetem, "Poligon Experimental" vákuumos szennyvízelvezető tanpálya, 2009.01.26-28, környezeti hőmérséklet: 20 °C, környezeti nyomás: 101,3 kPa													
idő	**Dresser gázóra [m3]**	**Δ [m3]**	**fajlagos villamose-nergia fogyasztás [kWh/m3]**	**Elster villamos fogyasz-tásmérő [kWh]**	**Δ [kWh]**	**tartály vákuum manomé-ter [bar a]**	**relevegő víz arány**	**Víz-óra [m3]**	**Δ [m3]**	**vákuum-szelep ciklus-szám**	**1. vákuum manomé-ter [bar a]**	**Teljes statikus vákuum-vesztesé g [bar]**	**2. vákuum manomé-ter [bar a]**
9:25	207,00			22,44		**0,28 bara**		16,40		785			
		2,38	**0,788**		0,26		**7,21**		0,33		0,32	0,04	0.32
	209,38			22,70				16,73		795			
		2,11	**0,758**		0,25		**6,39**		0,33		0,32	0,04	0.32
	211,49			22,95				17,06		805			
		1,90	**0,636**		0,21		**5,76**		0,33		0,32	0,04	0.32
	213,39			23,16				17,39		815			
		1,65	**0,545**		0,18		**5,00**		0,33		0,32	0,04	0.32
	215,04			23,34				17,72		825			
		1,57	**0,515**		0,17		**4,76**		0,33		0,32	0,04	0.32
	216,61			23,51				18,05		835			
		1,40	**0,515**		0,17		**4,24**		0,33		0,32	0,04	0.32
	218,01			23,68				18,38		845			
		1,22	**0,455**		0,15		**3,70**		0,33		0,32	0,04	0.32
	219,23			23,83				18,71		855			
		0,96	**0,394**		0,13		**2,91**		0,33		0,32	0,04	0.32
	220,19			23,96				19,04		865			
		0,87	**0,333**		0,11		**2,64**		0,33		0,32	0,04	0.32
	221,06			24,07				19,37		875			

		0,74	**0,303**		0,10		**2,24**		0,33		0,32	0,04	0.32
	221,80			24,17				19,70		885			
		0,32	**0,182**		0,06		**0,97**		0,33		0,52	0,24	0.38
13:50	222,12			24,23				20,03		895			
13:10	263,61			27,17		**0,34 bara**		30,31		1231			
		2,37	**0,656**		0,21		**7,41**		0,32		0,39	0,05	0.37
	265,98			27,38				30,63		1241			
		2,20	**0,625**		0,20		**6,87**		0,32		0,39	0,05	0.37
	268,18			27,58				30,95		1251			
		1,70	**0,500**		0,16		**5,31**		0,32		0,39	0,05	0.37
	269,88			27,74				31,27		1261			
		1,16	**0,375**		0,12		**3,63**		0,32		0,39	0,05	0.38
	271,04			27,86				31,59		1271			
		0,58	**0,188**		0,06		**1,81**		0,32		0,50	0,16	0,42
	271,62			27,92				31,91		1281			
		0,36	**0,156**		0,05		**1,13**		0,32		0,59	0,25	0,45
15:20	271,98			27,97				32,23		1291			
14:00	223,34			24,35		**0,4 bara**		20,17		900			
		2,18	**0,531**		0,17		**6,81**		0,32		0,45	0,05	0,42
	225,52			24,52				20,49		910			
		1,92	**0,438**		0,14		**6,00**		0,32		0,45	0,05	0,42
	227,44			24,66				20,81		920			
		1,66	**0,406**		0,13		**5,19**		0,32		0,45	0,05	0,42
	229,10			24,79				21,13		930			
		1,32	**0,313**		0,10		**4,12**		0,32		0,45	0,05	0,42
	230,42			24,89				21,45		940			
		1,15	**0,281**		0,09		**3,59**		0,32		0,45	0,05	0,43
	231,57			24,98				21,77		950			
		0,74	**0,219**		0,07		**2,31**		0,32		0,53	0,13	0,46

	232,31			25,05				22,09		960			
		0,65	**0,187**		0,06		**2,03**		0,32		0,57	0,17	0,47
	232,96			25,11				22,41		970			
		0,62	**0,188**		0,06		**1,94**		0,32		0,58	0,18	0,48
	233,58			25,17				22,73		990			
		0,49	**0,156**		0,05		**1,53**		0,32		0,63	0,23	0,50
17:10	234,07			25,22				23,05		1000			
09:10	253,12			26,40		**0,45 bara**		27,56		1145			
		2,27	**0,438**		0,14		**7,09**		0,32		0,51	0,06	0,49
	255,39			26,54				27,88		1155			
		1,81	**0,375**		0,12		**5,66**		0,32		0,51	0,06	0,49
	257,20			26,66				28,20		1165			
		1,57	**0,344**		0,11		**4,91**		0,32		0,51	0,06	0,49
	258,77			26,77				28,52		1175			
		1,02	**0,250**		0,08		**3,19**		0,32		0,51	0,06	0,49
	259,79			26,85				28,84		1185			
		0,71	**0,156**		0,05		**2,22**		0,32		0,62	0,17	0,51
	260,50			26,90				29,16		1195			
		0,60	**0,156**		0,05		**1,88**		0,32		0,65	0,20	0,52
	261,10			26,95				29,48		1205			
		0,55	**0,125**		0,04		**1,72**		0,32		0,67	0,22	0,53
11:30	261,65			26,99				29,80		1215			
17:20	234,19			25,24		**0,5 bara**		23,12		1002			
		2,33	**0,419**		0,13		**7,52**		0,31		0,56	0,06	0,53
	236,52			25,37				23,43		1012			
		2,05	**0,355**		0,11		**6,61**		0,31		0,56	0,06	0,53
	238,57			25,48				23,74		1022			
		1,58	**0,290**		0,09		**5,10**		0,31		0,56	0,06	0,53
	240,15			25,57				24,05		1032			

		1,05	**0,194**		0,06		**3,39**		0,31		0,56	0,06	0,53
	241,20			25,63				24,36		1042			
		0,78	**0,161**		0,05		**2,52**		0,31		0,65	0,15	0,55
	241,98			25,68				24,67		1052			
		0,62	**0,129**		0,04		**2,00**		0,31		0,70	0,20	0,57
	242,60			25,72				24,98		1062			
		0,56	**0,129**		0,04		**1,81**		0,31		0,72	0,22	0,58
19:30	243,16			25,76				25,29		1072			
19:40	243,60			25,80		**0,55 bara**		25,38		1075			
		2,16	**0,355**		0,11		**6,97**		0,31		0,62	0,07	0,57
	245,76			25,91				25,69		1085			
		1,74	**0,290**		0,09		**5,61**		0,31		0,62	0,07	0,57
	247,50			26,00				26,00		1095			
		1,47	**0,226**		0,07		**4,74**		0,31		0,62	0,07	0,58
	248,97			26,07				26,31		1105			
		1,12	**0,194**		0,06		**3,61**		0,31		0,63	0,08	0,58
	250,09			26,13				26,62		1115			
		0,90	**0,161**		0,05		**2,90**		0,31		0,69	0,14	0,58
	250,99			26,18				26,93		1125			
		0,78	**0,161**		0,05		**2,52**		0,31		0,74	0,19	0,59
21:20	251,77			26,23				27,24		1135			

M9 A méréssorozat alapján számított és mért pontokra illesztett egyenesek jellemzői

A vákuumos folyadékszállító tanpályán lefolytatott méréssorozatok alapján Mathcad szoftver segítségével diagramokon ábrázoltam a

c) tanpályán mért adatok alapján számított fajlagos villamos energia fogyasztást a levegő/víz arány függvényében (görbeparaméter: vákuumtartályban tartott nyomás), és a

d) tanpálya teljes statikus vákuumveszteségét a levegő/víz arány függvényében (görbeparaméter: vákuumtartályban tartott nyomás).

Mathcad szoftver segítségével egyeneseket illesztettem az egyes vákuumtartálybeli nyomásértékek melletti fajlagos villamos energiafogyasztás és teljes statikus vákuumveszteség mérési pontokra, továbbá a lefulladást megelőző mérési pontokra és az energiaigény diagramba visszajelölt statikus vákuumveszteséget elimináló pontokra. Az alábbiakban terjedelmi korlátok miatt a statikus vákuumveszteség diagram illesztett egyeneseit jellemző adatokat nem sorolom fel.

0,28 bar abs. vákuumtartály nyomás, fajlagos energiafogyasztás mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X := \begin{pmatrix} 7.21 \\ 6.39 \\ 5.76 \\ 5 \\ 4.76 \\ 4.24 \\ 3.70 \\ 2.91 \\ 2.64 \\ 2.24 \\ 0.97 \end{pmatrix} \qquad Y := \begin{pmatrix} 0.788 \\ 0.758 \\ 0.636 \\ 0.545 \\ 0.515 \\ 0.515 \\ 0.455 \\ 0.394 \\ 0.333 \\ 0.303 \\ 0.182 \end{pmatrix}$$

Mérési pontok száma:

$n := \mathrm{rows}(X) \qquad n = 11$

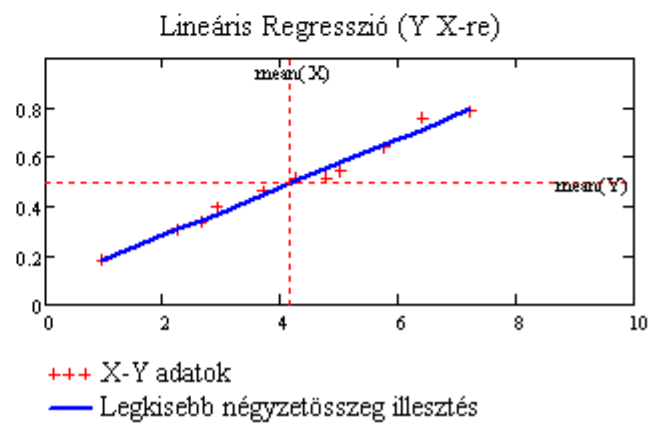
Szórás:

$$SD(x) := \mathrm{stdev}(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$\mathrm{mean}(X) = 4.165$	$\mathrm{mean}(Y) = 0.493$
Medián	$\mathrm{median}(X) = 4.24$	$\mathrm{median}(Y) = 0.515$
Szórás	$SD(X) = 1.894$	$SD(Y) = 0.187$
Szórásnégyzet	$SD(X)^2 = 3.585$	$SD(Y)^2 = 0.035$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := \mathrm{intercept}(X, Y)$	$b_0 = 0.084$
Meredekség	$b_1 := \mathrm{slope}(X, Y)$	$b_1 = 0.098$
Korrelációs eh.	$\mathrm{corr}(X, Y) = 0.992$	
R^2	$\mathrm{corr}(X, Y)^2 = 0.984$	
Kovariancia	$\mathrm{cvar}(X, Y) = 0.32$	
Standard hiba	$\mathrm{stderr}(X, Y) = 0.025$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$scale := \max\left(\overrightarrow{\lvert y(X) - Y \rvert}\right) \cdot 1.1$



0,34 bar abs. vákuumtartály nyomás, fajlagos energiafogyasztás mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X_1 := \begin{pmatrix} 7.41 \\ 6.87 \\ 5.31 \\ 3.63 \\ 1.81 \\ 1.13 \end{pmatrix} \qquad Y_1 := \begin{pmatrix} 0.656 \\ 0.625 \\ 0.500 \\ 0.375 \\ 0.188 \\ 0.156 \end{pmatrix}$$

Mérési pontok száma:

$n := \mathrm{rows}(X_1) \qquad n = 6$

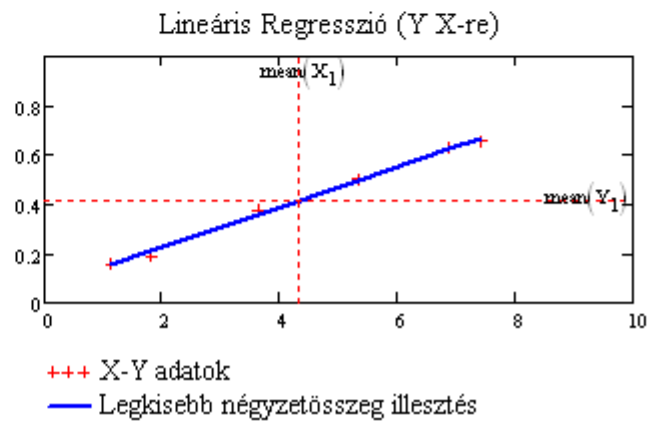
Szórás:

$$SD(x) := \mathrm{stdev}(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$\mathrm{mean}(X_1) = 4.36$	$\mathrm{mean}(Y_1) = 0.417$
Medián	$\mathrm{median}(X_1) = 4.47$	$\mathrm{median}(Y_1) = 0.438$
Szórás	$SD(X_1) = 2.607$	$SD(Y_1) = 0.214$
Szórásnégyzet	$SD(X_1)^2 = 6.795$	$SD(Y_1)^2 = 0.046$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := \mathrm{intercept}(X_1, Y_1)$	$b_0 = 0.059$
Meredekség	$b_1 := \mathrm{slope}(X_1, Y_1)$	$b_1 = 0.082$
Korrelációs eh.	$\mathrm{corr}(X_1, Y_1) = 0.9981$	
R^2	$\mathrm{corr}(X_1, Y_1)^2 = 0.996$	
Kovariancia	$\mathrm{cvar}(X_1, Y_1) = 0.465$	
Standard hiba	$\mathrm{stderr}(X_1, Y_1) = 0.015$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$scale := \max\left(\overrightarrow{\lvert y(X_1) - Y_1 \rvert}\right) \cdot 1.1$



0,4 bar abs. vákuumtartály nyomás, fajlagos energiafogyasztás mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X_2 := \begin{pmatrix} 6.81 \\ 6.00 \\ 5.19 \\ 4.12 \\ 3.59 \\ 2.31 \\ 2.03 \\ 1.94 \\ 1.53 \end{pmatrix} \qquad Y_2 := \begin{pmatrix} 0.531 \\ 0.438 \\ 0.406 \\ 0.313 \\ 0.281 \\ 0.219 \\ 0.187 \\ 0.188 \\ 0.156 \end{pmatrix}$$

Mérési pontok száma:

$$n := \mathrm{rows}(X_2) \qquad n = 9$$

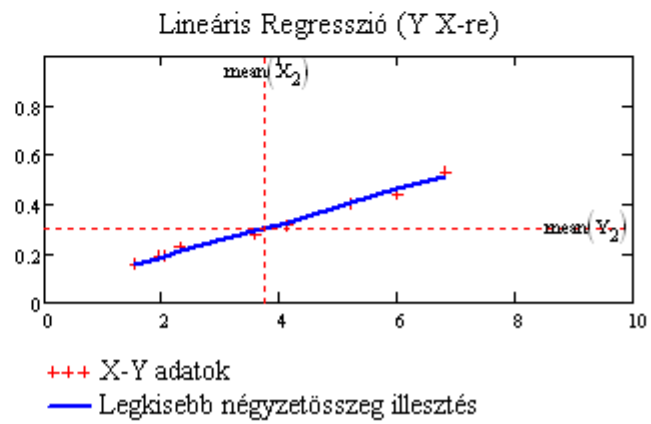
Szórás:

$$SD(x) := \mathrm{stdev}(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$\mathrm{mean}(X_2) = 3.724$	$\mathrm{mean}(Y_2) = 0.302$
Medián	$\mathrm{median}(X_2) = 3.59$	$\mathrm{median}(Y_2) = 0.281$
Szórás	$SD(X_2) = 1.933$	$SD(Y_2) = 0.131$
Szórásnégyzet	$SD(X_2)^2 = 3.737$	$SD(Y_2)^2 = 0.017$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := \mathrm{intercept}(X_2, Y_2)$	$b_0 = 0.051$
Meredekség	$b_1 := \mathrm{slope}(X_2, Y_2)$	$b_1 = 0.067$
Korrelációs eh.	$\mathrm{corr}(X_2, Y_2) = 0.995$	
R^2	$\mathrm{corr}(X_2, Y_2)^2 = 0.99$	
Kovariancia	$\mathrm{cvar}(X_2, Y_2) = 0.224$	
Standard hiba	$\mathrm{stderr}(X_2, Y_2) = 0.014$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$\mathrm{scale} := \max\left(\overrightarrow{\lvert y(X_2) - Y_2 \rvert}\right) \cdot 1.1$



0,45 bar abs. vákuumtartály nyomás,fajlagos energiafogyasztás mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X_3 := \begin{pmatrix} 7.09 \\ 5.66 \\ 4.91 \\ 3.19 \\ 2.22 \\ 1.88 \\ 1.72 \end{pmatrix} \qquad Y_3 := \begin{pmatrix} 0.438 \\ 0.375 \\ 0.344 \\ 0.250 \\ 0.156 \\ 0.156 \\ 0.125 \end{pmatrix}$$

Mérési pontok száma:

$n := rows(X_3) \qquad n = 7$

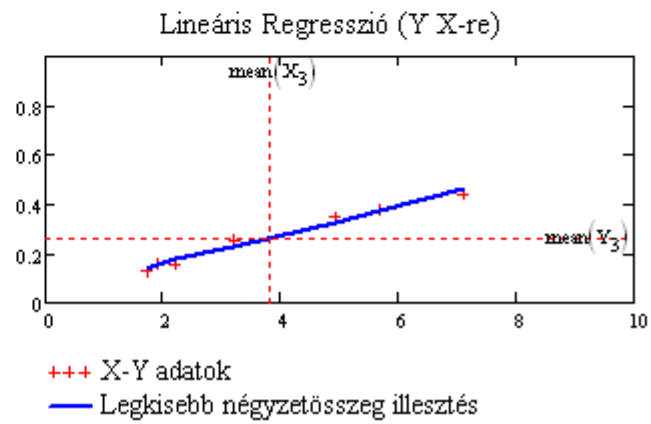
Szórás:

$$SD(x) := stdev(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$mean(X_3) = 3.81$	$mean(Y_3) = 0.263$
Medián	$median(X_3) = 3.19$	$median(Y_3) = 0.25$
Szórás	$SD(X_3) = 2.097$	$SD(Y_3) = 0.124$
Szórásnégyzet	$SD(X_3)^2 = 4.399$	$SD(Y_3)^2 = 0.015$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := intercept(X_3, Y_3)$	$b_0 = 0.041$
Meredekség	$b_1 := slope(X_3, Y_3)$	$b_1 = 0.058$
Korrelációs eh.	$corr(X_3, Y_3) = 0.9913$	
R^2	$corr(X_3, Y_3)^2 = 0.983$	
Kovariancia	$cvar(X_3, Y_3) = 0.22$	
Standard hiba	$stderr(X_3, Y_3) = 0.018$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$scale := max(\lvert y(X_3) - Y_3 \rvert) \cdot 1.1$



0,5 bar abs. vákuumtartály nyomás, fajlagos energiafogyasztás mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X_4 := \begin{pmatrix} 7.52 \\ 6.61 \\ 5.10 \\ 3.39 \\ 2.52 \\ 2.00 \\ 1.81 \end{pmatrix} \qquad Y_4 := \begin{pmatrix} 0.419 \\ 0.355 \\ 0.290 \\ 0.194 \\ 0.161 \\ 0.129 \\ 0.129 \end{pmatrix}$$

Mérési pontok száma:

$n := \mathrm{rows}(X_4) \qquad n = 7$

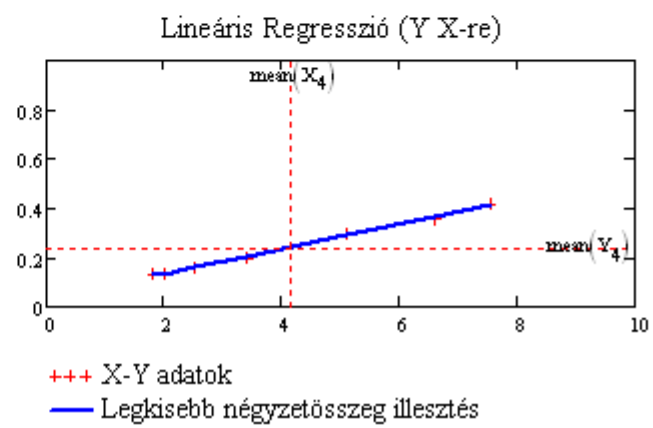
Szórás:

$$SD(x) := \mathrm{stdev}(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$\mathrm{mean}(X_4) = 4.136$	$\mathrm{mean}(Y_4) = 0.24$
Medián	$\mathrm{median}(X_4) = 3.39$	$\mathrm{median}(Y_4) = 0.194$
Szórás	$SD(X_4) = 2.296$	$SD(Y_4) = 0.116$
Szórásnégyzet	$SD(X_4)^2 = 5.274$	$SD(Y_4)^2 = 0.013$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := \mathrm{intercept}(X_4, Y_4)$	$b_0 = 0.031$
Meredekség	$b_1 := \mathrm{slope}(X_4, Y_4)$	$b_1 = 0.05$
Korrelációs eh.	$\mathrm{corr}(X_4, Y_4) = 0.9982$	
R^2	$\mathrm{corr}(X_4, Y_4)^2 = 0.996$	
Kovariancia	$\mathrm{cvar}(X_4, Y_4) = 0.228$	
Standard hiba	$\mathrm{stderr}(X_4, Y_4) = 7.65 \times 10^{-3}$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$\mathrm{scale} := \max\left(\overrightarrow{\lvert y(X_4) - Y_4 \rvert}\right) \cdot 1.1$



0,55 bar abs. vákuumtartály nyomás, mérési pontokra egyenes illesztése:

$$X_5 := \begin{pmatrix} 6.97 \\ 5.61 \\ 4.74 \\ 3.61 \\ 2.90 \\ 2.52 \end{pmatrix} \qquad Y_5 := \begin{pmatrix} 0.355 \\ 0.290 \\ 0.226 \\ 0.194 \\ 0.161 \\ 0.161 \end{pmatrix}$$

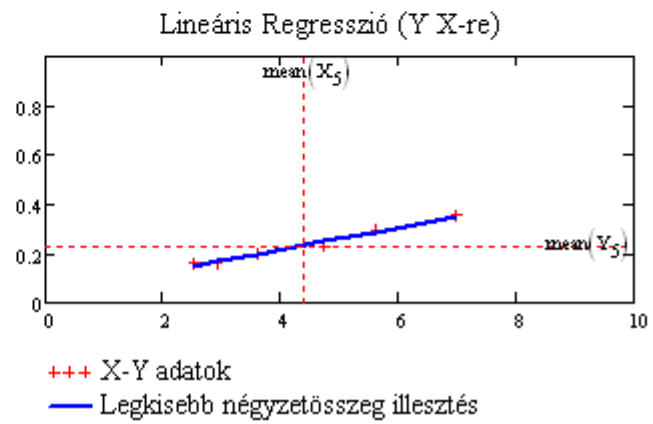
Mérési pontok száma: $n := rows(X_5)$ $\quad n = 6$

Szórás: $SD(x) := stdev(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$mean(X_5) = 4.392$	$mean(Y_5) = 0.231$
Medián	$median(X_5) = 4.175$	$median(Y_5) = 0.21$
Szórás	$SD(X_5) = 1.708$	$SD(Y_5) = 0.078$
Szórásnégyzet	$SD(X_5)^2 = 2.919$	$SD(Y_5)^2 = 6.01 \times 10^{-3}$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := intercept(X_5, Y_5)$	$b_0 = 0.034$
Meredekség	$b_1 := slope(X_5, Y_5)$	$b_1 = 0.045$
Korrelációs eh.	$corr(X_5, Y_5) = 0.9879$	
R^2	$corr(X_5, Y_5)^2 = 0.976$	
Kovariancia	$cvar(X_5, Y_5) = 0.109$	
Standard hiba	$stderr(X_5, Y_5) = 0.013$	
Nyomtatás	$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$scale := max\left(\overrightarrow{\lvert y(X_5) - Y_5 \rvert}\right) \cdot 1.1$



Lefulladást megelőző mérési pontokra lefulladási határegyenes illesztése:

$$xha = \begin{pmatrix} 0.97 \\ 1.13 \\ 1.53 \\ 1.72 \\ 1.81 \\ 2.52 \end{pmatrix} \qquad yha = \begin{pmatrix} 0.18 \\ 0.152 \\ 0.154 \\ 0.141 \\ 0.122 \\ 0.147 \end{pmatrix}$$

$X := xha \qquad Y := yha$

Mérési pontok száma:

$n := rows(xha) \qquad n = 6$

Szórás:

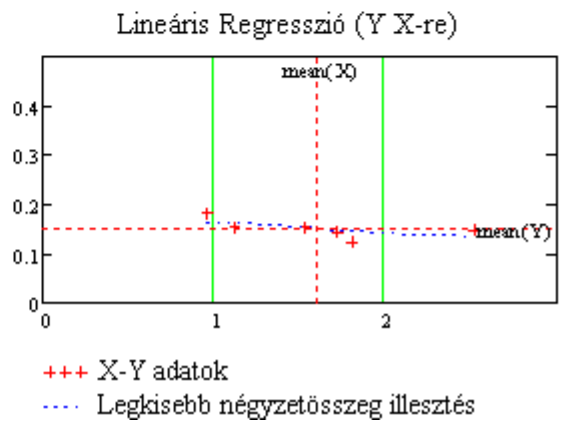
$$SD(x) := stdev(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$mean(X) = 1.613$	$mean(Y) = 0.149$
Medián	$median(X) = 1.625$	$median(Y) = 0.149$
Szórás	$SD(X) = 0.553$	$SD(Y) = 0.019$
Szórásnégyzet	$SD(X)^2 = 0.305$	$SD(Y)^2 = 3.539 \times 10^{-4}$

Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := intercept(X, Y)$	$b_0 = 0.18$	$b_{10a} := b_0$
Meredekség	$b_1 := slope(X, Y)$	$b_1 = -0.019$	$b_{11a} := b_1$
Korrelációs eh.	$corr(X, Y) = -0.5637$		
R^2	$corr(X, Y)^2 = 0.318$		
Kovariancia	$cvar(X, Y) = -4.883 \times 10^{-3}$		
Standard hiba	$stderr(X, Y) = 0.017$		
Nyomtatás	$r(x) := b_0 + b_1 \cdot x$	$scale := max(\lvert r(X) - Y \rvert) \cdot 1.1$	

$r_{0a}(x_0) := b$



A fajlagos energiaigény diagramra visszajelölt pontokra statikus vákuumveszteségei eliminálló határegyenes illesztése:

$$xh = \begin{pmatrix} 2.23 \\ 2.65 \\ 2.95 \\ 3.18 \\ 3.41 \\ 3.72 \end{pmatrix} \qquad yh = \begin{pmatrix} 0.303 \\ 0.276 \\ 0.25 \\ 0.227 \\ 0.203 \\ 0.201 \end{pmatrix} \qquad Y := yh$$

$X := xh$

Mérési pontok száma:

$n := rows(xh) \qquad n = 6$

Szórás:

$$SD(x) := stdev(x) \cdot \sqrt{\frac{n}{n-1}}$$

	X-Koordináta	Y-Koordináta
Átlag	$mean(X) = 3.023$	$mean(Y) = 0.243$
Medián	$median(X) = 3.065$	$median(Y) = 0.238$
Szórás	$SD(X) = 0.535$	$SD(Y) = 0.041$
Szórásnégyzet	$SD(X)^2 = 0.287$	$SD(Y)^2 = 1.69 \times 10^{-3}$

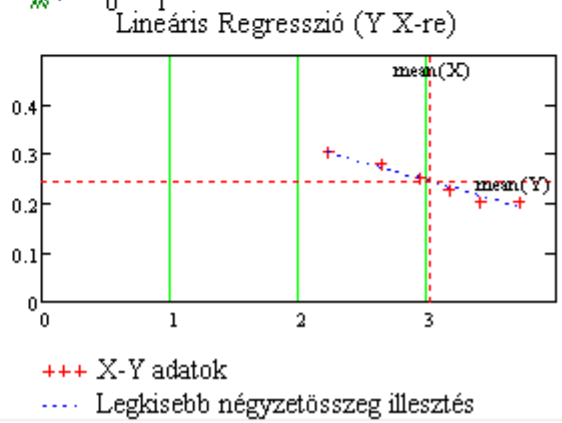
Regresszió Statisztika

Metszéspont	$b_0 := intercept(X, Y)$	$b_0 = 0.472$	$b_{00a} := b_0$
Meredekség	$b_1 := slope(X, Y)$	$b_1 = -0.075$	$b_{01a} := b_1$
Korrelációs eh.	$corr(X, Y) = -0.9833$		
R^2	$corr(X, Y)^2 = 0.967$		
Kovariancia	$cvar(X, Y) = -0.018$		
Standard hiba	$stderr(X, Y) = 8.367 \times 10^{-3}$		

Nyomtatás

$x_{0a}(x_0) := b$

$y(x) := b_0 + b_1 \cdot x \qquad scale := max\left(\left|\overrightarrow{y(X) - Y}\right|\right) \cdot 1.1$



M10 Az Ománban épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszer egy csatorna ágának hossz-szelvénye

M11 Az Iseki Vacuum Systems Ltd. nyilatkozata az Ománban épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszer tervezéséről

Az angliai Iseki Vacuum Systems cég nyilatkozata az Ománi Szultánságban épülő vákuumos szennyvízelvezető rendszer csővezeték hossz-szelvényeinek egyedi, „profilszerkesző” szoftverrel történő optimalizált tervezéséről az alábbi levélen látható.

Iseki REDIVAC™

Iseki Vacuum Systems Ltd.
High March, Daventry,
Northants. NN11 4QE

Tel: +44 (0)1327 878777
Fax: +44 (0)1327 315232

sales@iseki-vacuum.com
www.iseki-vacuum.com

Iseki Vacuum Systems Limited, is the specialist subcontractor for the supply and installation of the Al Seeb Vacuum Wastewater Project situated in the Sultanate of Oman. This project is the largest vacuum sewerage system currently under construction in the world. Iseki Vacuum Systems Limited hereby certifies that the vacuum main pipe longitudinal profiles for this project have been optimally designed by Mr. Gergely FÁBRY with the help of the unique profile designer sofware developed by him.

According to our best knowledge there is no vacuum sewerage profile designer software other than that developed by Mr. Gergely FÁBRY and his team.

Main figures of the system:

Number of vacuum stations: 10
Approximate total length of vacuum pipework: 215,000 metres
Number of inhabitants currently served (2009): 60,000
Future number of inhabitants to be served (2030): 82,000
Number of vacuum interface valves: 3,250

ISEKI VACUUM SYSTEMS LTD. Iseki HIGH MARCH, DAVENTRY, NORTHANTS NN 11 4QE 14.01.09 For and on behalf of ISEKI VACUUM SYSTEMS COMPANY REF. NO. 04363314

Nigel Smith
Director
Iseki Vacuum Systems Limited

Daventry, 2009.01.14.

UVDB verify UTILITIES VERIFICATION & ASSESSMENT SCHEME Achilles

A Member of Rediweld Holdings Ltd
Registered Office High March Daventry Northants NN11 4QE
Registered in England No. 04363314

SAJÁT KÖZLEMÉNYEK

Folyóirat cikkek

Lektorált cikk magyar nyelven

FÁBRY G. – FÁBRY GY. (2004): Szennyvízelvezetés az Alföldön – A vákuumos rendszer, Magyar Építőipar LIV. évf. I. szám, 45-48. p., ISSN 0025-0074

TÖMÖSY L. – FÁBRY G. (2005): Gőzvezetékek helyes légtelenítése, Magyar Kémikusok Lapja 60. évf. 7. szám, 269-270. p., ISSN 0025-0163

FÁBRY G. (2006): Statikus vákuumveszteségek elemzése vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben, Gép folyóirat LVII. évf., 9-13. p., ISSN 0016-8572

FÁBRY G. (2006): 140 éves a vákuumos szennyvízelvezetés – Technikatörténeti áttekintés, Magyar Építőipar LVI. évf. III. szám164-167. p., ISSN 0025-0074

FÁBRY G. – BARÓTFI I. (2007): Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek evakuálásának termodinamikai modellezése, Gép folyóirat LVIII. évf., 13-17. p., ISSN 0016-8572

FÁBRY G. (2007): Tartály légritkításának termodinamikai modellezése, Debreceni Műszaki Közlemények 6. évf. 1. szám, 35-44. p., HU ISSN 1587-9801

FÁBRY G. (2008): Vákuumos folyadékszállító rendszerek légritkításának számítása, Magyar Építőipar LVIII. évf. 3. szám, ISSN 0025-0074

FÁBRY G. – BARÓTFI I. (2008): Csővezeték légritkításának számítása az interpolációs rácsmódszerrel, Gép folyóirat LIX. évf., 12-16. p., ISSN 0016-8572

FÁBRY G. – BARÓTFI I. (2009): Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek energia hatékony üzemi tartománya, Gép folyóirat, LX. évf., ISSN 0016-8572

Egyéb magyar nyelvű tudományos cikk

FÁBRY G. – FÁBRY GY.(2003): Vákuumos szennyvízelvezető rendszer, a környezetbarát megoldás, Vízellátás, Csatornázás VI. évf., 85-86. p., ISSN: 1587-6853

FÁBRY G. – FÁBRY GY. (2003): Száraz vákuumszivattyúk működése és alkalmazási területei, Szivattyúk, kompresszorok, vákuumszivattyúk X. évf., 129-130 p., ISSN: 1587-6853

FÁBRY G. (2005): Folyadékgyűrűs kompresszorok a vegyiparban, Szivattyúk, kompresszorok, vákuumszivattyúk XII. évf., 91.p., ISSN: 1587-6853

FÁBRY G. (2006): Folyadékgyűrűs vákuumszivattyú egységek, Szivattyúk, kompresszorok, vákuumszivattyúk XIII. évf., 88-89. p., ISSN: 1587-6853

FÁBRY G. (2006): Vákuumos és gravitációs szennyvízelvezetés , Víz, gáz, fűtéstechnika – Épületgépészeti szaklap VII. évf. 12. szám, 2-4. p.

FÁBRY G. (2007): Folyadékgyűrűs vákuumszivattyúk energiahatékony üzemeltetése, Szivattyúk, kompresszorok, vákuumszivattyúk XIV. évf., 96-98. p., ISSN: 1587-6853

Egyéb idegen nyelvű tudományos cikk

FÁBRY G. – FÁBRY GY. (2004): Vacuum Technology Gains Momentum, Water & Wastewater International, Vol. 19. Issue 2, 43. p.

FABRY G. (2004): Preparing Operators of Vacuum Sewerage Systems, Water & Wastewater International, Vol. 19. Issue 9, 29-31.p.

Konferencia kiadványok

Nemzetközi konferencia proceeding

FABRY G. – PETER A. (2005): The vacuum sewerage system, Conference for Young Professionals, Bucharest June 15-17. - Innovations in the field of water supply, sanitation and water, 473-476. p., ISBN: 973-0-03972-0

FABRY G. – PETER A. (2006): Transportul pneumatic cu ajutorul vidului a apei menajere uzate comunale, Siguranta sistemelor de alimentare cu apa si canalizare konferencia, Bukarest 06.22-23.,172-177. p., ISBN: 973-0-04416-3

FABRY G. – ZALAC D. – FABRY GY. (2006): Vakumska crpna stanica u vakuumskom sustavu odvodnje otpadnih voda, Horvát Közműkonferencia, Cakovec, 103-109. p., ISBN 963-08666-6-1

FÁBRY G. (2007): A possible numeric method for calculating the evacuation process of a pipe-network – the method of characteristics, 6th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, Serbia May 9-12., 161-164. p., ISBN 978-86-82631-39-2

FÁBRY G. – PETER A. – FÁBRY GY. (2008): The Iseki vacuum sewerage system, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA" University of Timisoara, Romania, Transactions of HYDROTECHNICS, Fascicola 2, 81-85.p., ISSN 1224-6042

Magyar nyelvű proceeding

FÁBRY G. (2004): Vákuumos szennyvízelvezetés, ÉPKO Nemzetközi Építéstudományi Konferencia, Csíksomlyó, 76-80. p., ISBN 973-86852-1-4

FÁBRY G. (2005): Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek üzemi tapasztalatai, X. Fiatal Műszakiak Tudományos Ülésszaka, Kolozsvár 03.18-19., 59-64. p., ISBN 973-8231-44-2

FÁBRY G. (2005): Vákuumos folyadékszállítás a szennyvízelvezetésben, MTA Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás, Gödöllő, 111. p., ISSN 1419-2357

FÁBRY G. (2006): Statikus vákuumveszteség vákuumos szennyvízelvezető rendszerekben, MTA Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás Nr. 30, Gödöllő, 56. p., ISBN 963 611 437 4

FÁBRY G. (2006): A vákuumos szennyvízelvezetés 140 évének technikatörténeti áttekintése, Tavaszi Szél konferencia, Kaposvár, 379. p., ISBN 963 229 773 3

ARTZT S. – FÁBRY G. (2008): Vákuumos szennyvízelvezetés – Monor és térsége vákuumos szennyvízcsatorna rendszere, XXVI. Országos Vándorgyűlés, Miskolc, július 2-4., ISBN 978-963-8172-21-1

Elektronikus publikációk és adatbankok

Idegen nyelven megjelent, lektorált

SÁNTA CS. – FÁBRY G. (2006): Vakumski sistem kanalisanja upotrebljenih voda, 14. Savetovanje SDHI (Szerb Közműkonferencia), Fruska Gora 11.13-15., 342-353 p., ISBN 86-7892-010-6

Egyéb tudományos aktivitás

FÁBRY G.: Vákuumos szennyvízelvezető rendszerek gazdaságos üzemeltetése, Magyar Közműkonferencia, Veszprém 2005.03.31., szervezőbizottsági tagság és előadás tartása

FÁBRY G.: 140 éves a vákuumos szennyvízelvezetés, VII. Országos Közművesítési Konferencia, Székesfehérvár 2006.03.30., szervezőbizottsági tagság és előadás tartása

FÁBRY G.: A vákuumos szennyvízelvezetés egyes áramlástani kérdései, Épületgépészeti Szakkiállítás és Konferencia, 2006. október, Debrecen, előadás tartása

FÁBRY G.: Vákuumos folyadékszállítás egyes elméleti kérdései, Magyar Tudományos Akadémia Vegyipari Gépészeti Munkabizottság ülése, 2007.06.04. MTA székház, előadás tartása

FÁBRY G.: Numerikus módszer vákuumos folyadékszállító rendszerek légritkításának számolására – a karakterisztikák módszere, X. Közműépítési-, Felújítási Konferencia, Budapest 2008.03.18., szervezőbizottsági tagság és előadás tartása

FÁBRY G.: A Temesvári Műszaki Egyetem Hidrotechnika Tanszékén létesített félüzemi vákuumos szennyvízelvezető rendszer megtervezése és megépítése, 2008.